APPUNTI DI FISICA AMBIENTALE

PARTE SECONDA

ENERGIA ED AMBIENTE

Anno scolastico 2015-16

prof.ing. Riccardo Fanton

Istituto tecnico “S.B. Boscardin”

Vicenza

Versione 01-2015

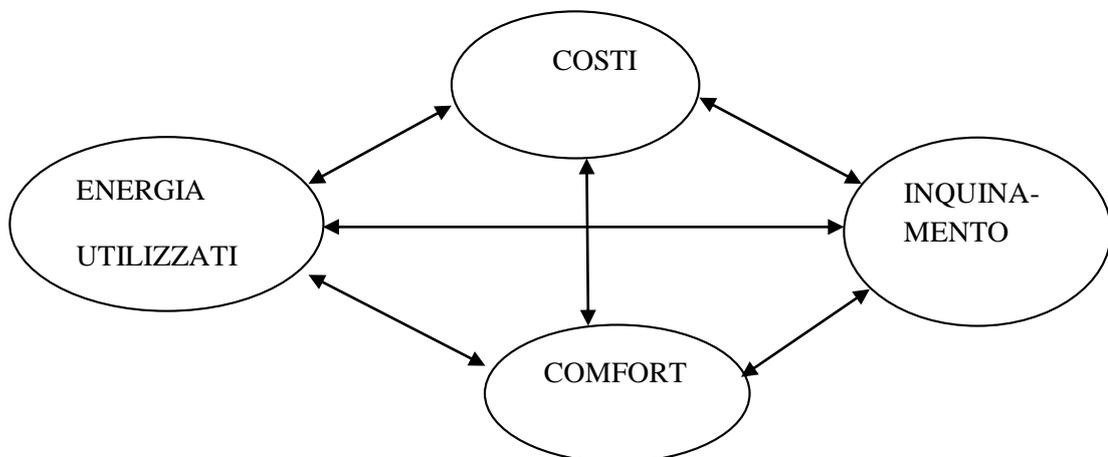
ENERGIA ED AMBIENTE

PREMESSA

La società italiana è strutturata in modo da dare per scontata una serie di abitudini di vita diffuse in modo pressoché uniforme tra tutta la popolazione. Ciascuno di Voi, infatti, considera inaccettabile l'assenza dell'illuminazione, del riscaldamento, degli elettrodomestici ecc. nella casa in cui vive. Il problema consiste nel fatto che, per ottenere tutti questi comfort, è necessario consumare energia e che questo consumo ha due aspetti fortemente negativi:

- il costo
- l'inquinamento ambientale.

Ad esempio per produrre l'energia elettrica è necessario far funzionare le centrali elettriche che, come vedremo più specificatamente nel corso del 5° anno, hanno TUTTE un forte impatto ambientale. Per rimanere su qualcosa di più immediato, in quanto riguarda le singole famiglie, è evidente che, per riscaldare un appartamento durante il periodo invernale, si utilizzano degli impianti termici che, prevalentemente, bruciano combustibili (metano, gasolio, carbone, legna….) ed immettono nell'aria dosi considerevoli di CO_2.

In definitiva, quanto detto si riassume con il seguente schema:

Dando per scontato che nessuno vuole tornare a vivere come nel medioevo, durante il quale i consumi energetici erano decisamente esigui e l'inquinamento non significativo, è necessario stabilire quanta importanza dare a ciascuno dei quattro blocchi sopraindicati .

Questo compito è delegato alle leggi in materia previste dai Parlamenti dei vari Stati all'interno delle indicazioni generali predisposte dall'U.E.

Negli ultimi venti anni ha preso piede l'idea di ridurre gli effetti inquinanti cercando di mantenere un livello di comfort accettabile. Ciò comporta un incremento dei costi di costruzione degli impianti, ma allo stesso tempo una diminuzione del consumo energetico e della relativa bolletta energetica.

Si tratta in definitiva di cercare soluzioni tecniche che bilancino questi due aspetti. Durante questa parte del corso vedremo quali sono le normative e le modalità tecniche attualmente utilizzate concentrando la nostra attenzione sui problemi relativi al riscaldamento degli edifici.

MODULO 1

LE FONTI ENERGETICHE

In questo capitolo verrà fatta una analisi sintetica delle principali fonti di energia utilizzate nei vari ambiti e delle prospettive che queste tipologie energetiche hanno nell'immediato futuro.

1) CLASSIFICAZIONE DELLE FONTI ENERGETICHE

Le fonti energetiche sono divise in:

- **Primarie** – sono quelle direttamente utilizzabili dall'uomo: gli idrocarburi, l'acqua dei fiumi, il sole, il vento, il calore della terra, i combustibili nucleari.

- **Secondarie** – sono quelle che necessitano di una trasformazione per poter essere usate come i prodotti petroliferi derivati.

Un altro tipo di classificazione è la seguente:

- **Fonti esauribili** (fossili) – petrolio, carbone e gas.
- **Fonti rinnovabili** – il sole, il vento, l'energia idrica ecc. che a loro volta si suddividono in:
  - *Classiche*: idroelettrico, geotermia
  - *Nuove:* solare, eolico, biomasse (in parte).

In generale le fonti energetiche non fossili vengono definite **alternative** anche se strettamente non rinnovabili.

2) I COMBUSTIBILI FOSSILI

La combustione di carbone o idrocarburi (metano o petrolio) è utilizzata per la produzione di energia elettrica.

Va evidenziato che il rendimento dei combustibili fossili nella produzione di energia elettrica è del 40% (il che significa che il 60% dell'energia non è correttamente utilizzato) e che le centrali termoelettriche producono attualmente il 65% della elettricità mondiale.

Oltre all’uso sopra riportato gli idrocarburi e il carbone hanno un largo impiego nei seguenti settori:

- Trasporti
- Riscaldamento
- Produzione di materie plastiche
- Produzione di fertilizzanti per l’agricoltura
- Produzione di una serie di altre sostanze di largo uso (paraffina, asfalto, vaselina …)

Gli svantaggi insiti nell’utilizzo dei combustibili fossili sono:

- La combustione produce anidride carbonica (CO_2) assieme ad altre sostanze inquinanti come ossidi di zolfo e ossidi di azoto responsabili dell’effetto serra;
- Il consumo mondiale è più rapido della rigenerazione della fonte che è destinata ad esaurirsi a breve termine;
- La localizzazione geografica dei combustibili fossili vede concentrato il 65% delle risorse mondiali di petrolio in Medio Oriente mentre in 30 anni i depositi europei di gas naturale saranno esauriti.

Le risorse stimate di carbone sono ancora molto grandi e, pur tenendo conto dello sviluppo dei paesi emergenti (Cina, India e Brasile), si ritiene (nel 2013) che possano durare ancora un centinaio di anni. Al contrario, il petrolio si stima che possa soddisfare le richieste energetiche solo per altri 40 anni (N.B. *significa che quando Voi avrete l’età dei vostri genitori il mondo che conoscete non esisterà più*….)

Analizziamo ora più specificamente le varie tipologie di combustibili fossili.

2.1) PETROLIO

Il petrolio è una miscela di vari idrocarburi che si trova in alcuni giacimenti entro gli strati superiori della crosta terrestre.

L’industria petrolifera ha notevole impatto sociale e ambientale, dai gravi incidenti (come quello della perdita di petrolio della piattaforma di estrazione nel golfo del

Figura 1 - disastro del Golfo del Messico

Messico) alle attività di routine come l'esplorazione sismica, le perforazioni e gli scarti inquinanti.

L'estrazione petrolifera, il trasporto e la lavorazione del petrolio sono costosi e spesso danneggiano l'ambiente marino, terrestre ed atmosferico. Non ultima la combustione di enormi quantità di petrolio (centrali elettriche, mezzi di trasporto e riscaldamento) è tra i maggiori responsabili dell'incremento, nell'atmosfera, dell'anidride carbonica e di altri gas che causano l'effetto serra. Per quanto riguarda l'Italia, non possedendo giacimenti di petrolio nel suo territorio, è totalmente dipendente dalle importazioni che sono una delle principali cause del deficit nel bilancio statale che ha portato all'attuale crisi economica.

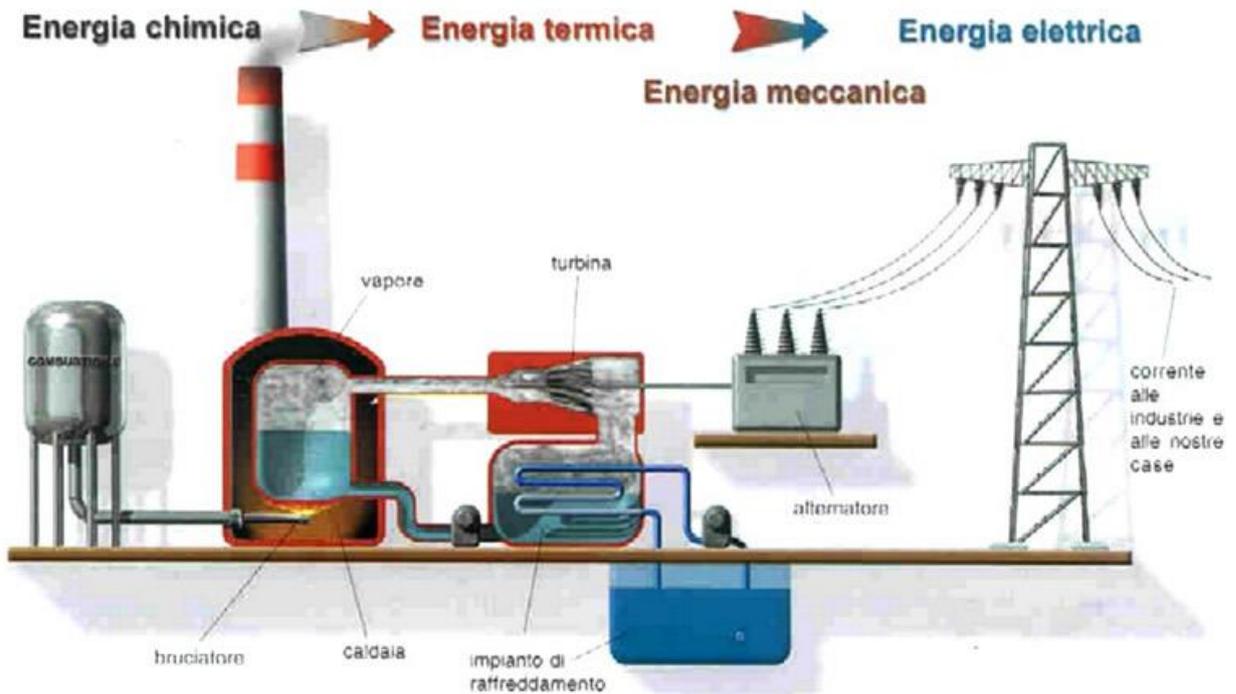



Figura 2- centrale termoelettrica

2.2) CARBONE

Il carbone è un combustibile fossile estratto dalla terra in miniere sotterranee o a cielo aperto. E' un combustibile pronto all'uso composto principalmente da carbonio, tracce di idrocarburi, oltre ad altri minerali assortiti (a seconda della provenienza) compresi alcuni a base di zolfo.

Il carbone viene utilizzato attualmente per la produzione del 25% dell'energia elettrica mondiale. Negli USA si arriva al 50% dell'elettricità prodotta in questo modo, mentre in Italia la quota è del 17%.

- <u>Effetti inquinanti del carbone</u>

La combustione del carbone, come quella di ogni altro composto del carbonio, produce anidride carbonica oltre a quantità variabili di anidride solforosa; quando l'anidride solforosa reagisce con il vapore acqueo dà luogo ad acido solforoso che poi si riversa al suolo sotto forma di piogge acide.

Le emissioni del carbone, usato nelle centrali elettriche, contenenti tracce di altri elementi presenti quali l'arsenico e il mercurio sono velenose se respirate e soprattutto, nel caso di uranio e altri isotopi radioattivi naturali, possono causare contaminazione radioattiva nelle zone circostanti le centrali. Sebbene queste sostanze siano presenti solo in tracce, bruciando grandi volumi di carbone per molti anni ne vengono rilasciate quantità significative. Una centrale a carbone può immettere nell'aria più radioattività di quella prodotta da una centrale nucleare di pari potenza correttamente funzionante. In Italia le ultime miniere di carbone in funzione (nel Sulcis) sono state chiuse nel 2012. Ci sono, oltre a quelle sarde, anche altre miniere in disuso in quanto, a causa della notevole profondità dei giacimenti, risulta non conveniente continuare l'estrazione a causa dei grandi costi che ne derivano.

2.3) METANO

Il metano è un idrocarburo semplice (alcano) che si trova in natura sotto forma di gas naturale di cui è il principale componente; è un eccellente combustibile poiché produce il maggior quantitativo di calore per massa unitaria infatti dalla combustione di 1 m^3 standard di metano si ottengono 36 MJ di energia termica.

Il metano è il risultato della decomposizione di alcune sostanze organiche in assenza di ossigeno. E' quindi classificato come biogas. E' inodore, incolore e insapore, quindi per rendere avvertibile la presenza di questo gas nell'ambiente e diminuirne la

pericolosità (è tossico se respirato) nelle reti domestiche deve essere mescolato con apposite sostanze che producono il caratteristico “odore di gas” che conoscete.

- **Effetti inquinanti del metano**

Il metano è di per sé un gas serra che, a parità di concentrazione, è 23 volte più inquinante dell’anidride carbonica. Infatti il metano è responsabile da solo del 20% dell’incremento dell’effetto serra negli ultimi decenni.

Le principali fonti di emissione di metano nell’atmosfera sono:

- Decomposizione dei rifiuti nelle discariche 28%
- Fonti naturali (paludi) 23%
- Estrazione da combustibili fossili 20%
- Processo di digestione degli animali (bestiame) 17%
- Risaie 12%.

3) NUCLEARE

Sono “combustibili” fossili anche quelli utilizzati per produrre energia nucleare sebbene il termine combustibile, in questo caso, sia utilizzato in modo improprio. L’energia nucleare è oggetto di molte discussioni e opinioni spesso espresse senza conoscere effettivamente di cosa si tratti. Vi sono due tipi di possibili produzioni di energia nucleare: da fusione e da fissione. Vediamo brevemente di cosa si tratta rimandando gli approfondimenti al corso del quinto anno.

3.1) FISSIONE

L’energia atomica prodotta da fissione si fonda sul principio del difetto di massa: un nucleo atomico pesante (ad esempio l’uranio 235) si rompe formando due nuclei più piccoli di elementi più leggeri. La somma delle due masse ottenute risulta minore della massa dell’atomo iniziale e la parte mancante della massa si trasforma in energia secondo la formula $E = mc^2$. Una centrale elettrica nucleare a fissione della potenza di 1 GW produce energia pari ad una centrale a petrolio che consumi 1.400.000 tonnellate di petrolio in un anno (l’equivalente di 100 petroliere).

Figura 3

Da quanto sopra riportato si potrebbe concludere che sarebbe molto conveniente utilizzare solo centrali nucleari. Lo schema teorico di una centrale nucleare è molto simile a quello di una centrale termoelettrica a carbone o petrolio dalle quali differisce solo perché il calore non è prodotto da reazioni chimiche di combustione, ma dalla reazione nucleare di fissione nelle barre di combustibile fissile composte di uranio o di plutonio. E' evidente che in questo caso non si ha nessuna emissione di CO_2. E fino a qui ho elencato i vantaggi di questo tipo di centrale.

Vediamo ora gli svantaggi insiti in questo metodo di produzione di energia.

- I prodotti delle reazioni di fissione e delle altre reazioni dei neutroni con i materiali che costituiscono il nocciolo sono altamente radioattivi;
- Le scorie dei materiali (dei prodotti di cui sopra) devono essere trattate con tecniche particolari molto costose e una parte di esse immagazzinata in siti geologici profondi (depositi permanenti)
- Le riserve di materiali fissili sono inferiori rispetto a quelle del carbone e del petrolio;
- Nel caso di incidenti alle centrali si producono devastazioni su territori molto ampi (Cernobyl, Fukushima) e durevoli nei secoli.

Figura 4- Cernobyl oggi è una città fantasma

Attualmente nei 30 paesi OCSE l'energia elettronucleare costituisce il 30% del totale dell'energia prodotta. In Italia, a seguito dei risultati di un referendum, le poche centrali nucleari esistenti sono state tutte disattivate e quindi la percentuale prodotta è pari a zero. (N.B. poco oltre i confini italiani con Francia, Svizzera e Slovenia sono attive molte centrali nucleari di cui alcune di vecchio tipo…..)

3.2) FUSIONE

L'energia prodotta dal sole è generata attraverso il processo di fusione dei nuclei di idrogeno, mentre nelle stelle rosse dalla fusione di nuclei di elio. Questo tipo di reazione nucleare produce enormi quantità di calore e può, in linea teorica, sostituire i combustibili fossili di cui si è parlato finora. Il problema che impedisce questo tipo di utilizzo deriva dai valori elevatissimi di temperatura e pressione necessari per innescare i fenomeni di fusione sopra descritti. Si tratta di contenere un "gas" a temperature dell'ordine di 6000°C in serbatoi solidi senza che si fondano o vaporizzino i contenitori stessi.

Le centrali a fusione nucleare sono la sfida che coinvolge di più gli interessi degli stati in quanto, quando verrà superata, si risolverà automaticamente anche il problema dell'energia e del relativo inquinamento.

Infatti una centrale a fusione che consumi 100 kg di deuterio e 150 kg di trizio produrrebbe 1GW di energia elettrica come quelle a fissione o a combustione che abbiamo prima ricordato con la differenza che non ci sarebbero scorie radioattive in

quanto il prodotto della fusione sarebbe l'elio che è un gas comunemente presente nell'atmosfera. Per questo motivo USA, Russia, Giappone, India, Cina e Corea del Sud hanno dato il via alla costruzione del primo proto reattore ITER.

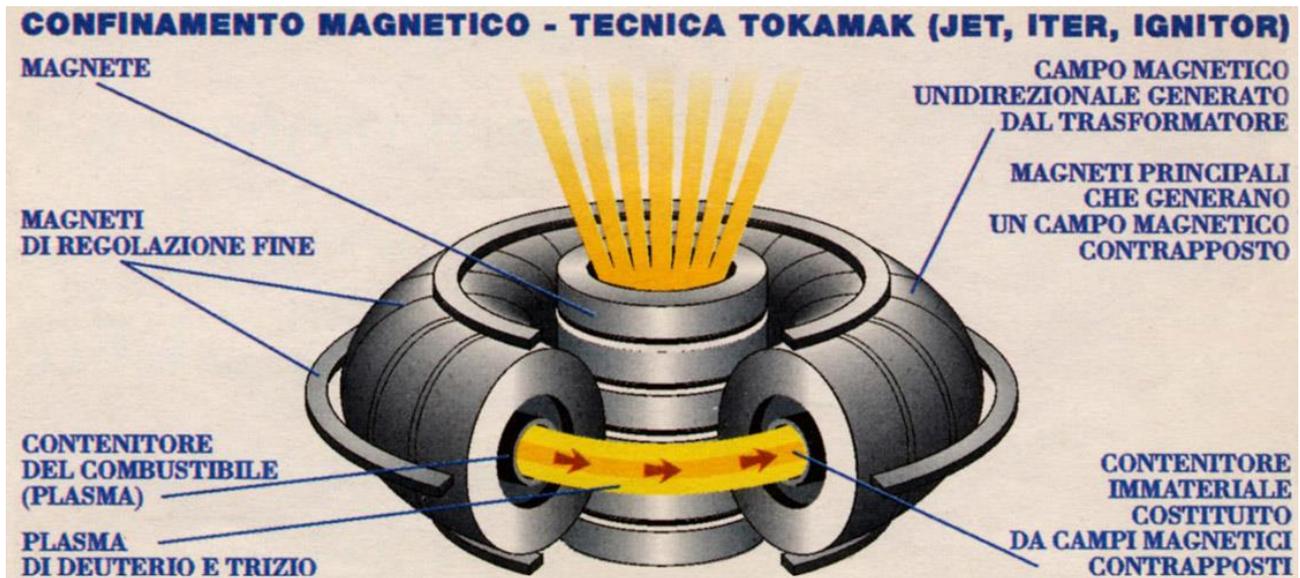



Figura 5- Schema di possibile reattore a fusione

Ricapitolando la fusione presenta notevoli vantaggi quali:

- Ridottissimo impatto ambientale
- Grandissima disponibilità dei combustibili
- Assenza di scorie radioattive

Mentre gli svantaggi sono:

- Il suo utilizzo è una prospettiva lontana (nella migliore delle ipotesi si parla del 2050)
- Richiede tecnologie costose
- Sicurezza dell'impianto nel caso di attentati (la fusione nucleare non controllata dà luogo all'esplosione di una bomba atomica …)

4) FONTI RINNOVABILI

Per energia rinnovabile si intendono tutte le forme di produzione di energia che sfruttano fonti non fossili e largamente riproducibili. Vedremo di seguito in modo sintetico di cosa si tratta premettendo che per quanto riguarda il solare termico e il fotovoltaico entreremo molto di più nello specifico più avanti durante il corso.

4.1) SOLARE TERMICO

Un impianto solare termico è un insieme di componenti che trasforma l'energia irradiata dal sole in energia termica. L'energia termica viene sfruttata per produrre l'acqua calda sanitaria o per integrare quella prodotta dalla caldaia di un sistema di riscaldamento tradizionale.

Le parti componenti di un impianto solare termico sono:

- Collettori solari
- Serbatoio di accumulo
- Elementi di raccordo tra le varie parti.

Gli impianti solari termici si suddividono in:

- Impianti a circolazione naturale
- Impianti a circolazione forzata.

Utilizzando acqua calda sanitaria (ACS) ad una temperatura massima di 60°C si può risparmiare fino all' 80% dell'energia tradizionale normalmente utilizzata a questo scopo così come le corrispondenti emissioni nocive. In inverno permette di preriscaldare l'acqua integrandosi al sistema tradizionale; riduce i consumi tradizionali fino al 40%.

I pannelli solari termici riescono a convertire l'energia solare in acqua calda con rendimenti superiori all'80% (*rendimento: rapporto tra energia ottenuta dal pannello ed energia che arriva sul pannello dal sole*) mentre un pannello fotovoltaico (di cui parleremo più avanti) converte in energia elettrica solo il 6-15% dell'energia solare raccolta. Ne deriva che è conveniente installare prima un impianto solare termico e poi accompagnarlo con un impianto fotovoltaico per la produzione di energia elettrica.

E' necessario ricordare che, a causa delle ricorrenti variazioni climatiche, l'impianto solare termico necessita di un sistema integrativo di produzione del calore di tipo tradizionale per dare continuità alla produzione di calore. Ne consegue che tali impianti non possono essere installati a prescindere dal clima della zona in cui si vive.

In Italia le zone geografiche che presentano condizioni favorevoli sono le aree del sud. Se si installano al nord, per esempio nel Veneto, non è pensabile di ottenere i risultati sopra riportati. Le prestazioni variano anche in base all'inclinazione apportata ai collettori: in caso di fabbisogno costante di ACS durante tutto l'anno, l'inclinazione ottimale è pari indicativamente alla latitudine del luogo (Vicenza: 45°). Se l'impianto è destinato al riscaldamento invernale l'inclinazione aumenta di 15° (Vicenza 60°). La

durata minima di un impianto è stimata in 20 anni. I costi di realizzazione variano a seconda della tipologia e della potenza desiderate: un sistema monofamiliare (3-5 persone) a circolazione forzata da 5 m^2 di pannelli per la produzione di ACS viene valutato in circa 4000-5000 euro (anno 2013) IVA esclusa. I costi di manutenzione sono stimabili in circa il 2,5% del costo dell'impianto all'anno.

Diamo un breve cenno alla differenza tra impianto a circolazione naturale e a circolazione forzata.

- Impianto a circolazione naturale

Un impianto a pannelli solari a circolazione naturale termosifonica sfrutta il principio naturale secondo cui l'acqua calda tende ad andare verso l'alto e quindi a passare dall'interno dei pannelli al serbatoio di accumulo che viene posto nella parte superiore dei pannelli senza l'uso di pompe elettriche (figura n.6a).

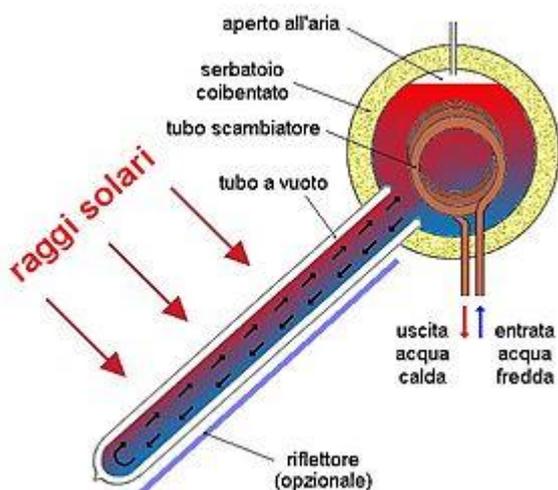



Figura 6 a) **b) copia di pannelli solari termici**

In pratica i pannelli solari sono collegati ad una serpentina contenuta nel serbatoio e ciò fa si che il fluido caldo che arriva nel serbatoio dai pannelli scaldi l'acqua che attraversa le serpentine che poi si trasferisce agli impianti di ACS o di riscaldamento.

L'aspetto positivo di un impianto a circolazione naturale è che non necessita di pompe né di centraline di controllo abbassando, quindi, i costi dell'impianto, di manutenzione e di consumo di energia tradizionale per farlo funzionare il che compensa i cali di rendimento rispetto ad un impianto a circolazione forzata.

L'aspetto negativo dipende dal fatto che il serbatoio deve essere posizionato più in alto rispetto ai pannelli solari con pessimi risultati dal punto di vista estetico.

- **Impianto a circolazione forzata**

Questo Tipo di impianto è largamente diffuso in Italia; Si compone di uno o più collettori che un circuito connette ad un serbatoio e scambiatore termico.

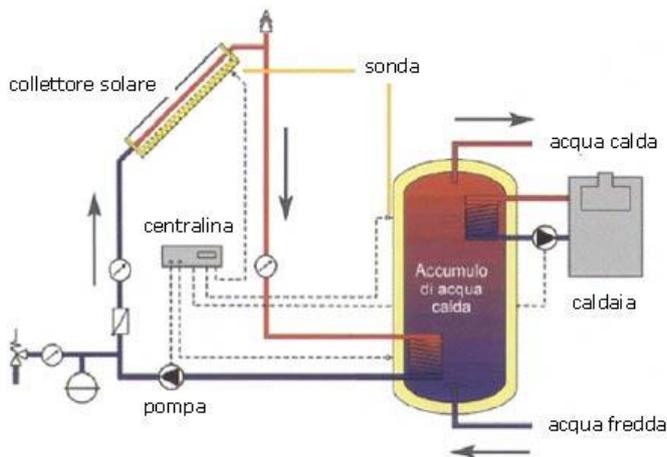



Figura 7 - Schema di impianto a circolazione forzata

In questo tipo di impianto solare, a differenza dell'impianto a circolazione naturale, il moto del liquido che, una volta riscaldato dal pannello solare, cede il calore all'acqua sanitaria, avviene grazie ad una pompa elettrica, governata da una centralina solare e da alcune sonde. L'aspetto positivo di un impianto a circolazione forzata consiste nel fatto che il serbatoio può essere collocato in qualsiasi posizione all'interno dell'edificio rimuovendo quindi il problema estetico che questi serbatoi generavano nell'altro tipo di impianto. Non necessita di una particolare resistenza del tetto o del solaio di copertura che devono solo ospitare i pannelli, mentre il serbatoio che può pesare fino a 500 kg può essere collocato al piano terreno o comunque in una posizione più solida della struttura.

Figura 8 - Pannello solare senza serbatoio

L'aspetto negativo consiste in un maggior costo di costruzione e di manutenzione.

4.2) FOTOVOLTAICO

L'impianto fotovoltaico è costituito da un impianto elettrico che, sfruttando l'effetto fotovoltaico, converte l'energia solare in energia elettrica. Non si tratta di un sistema di nuova concezione, ma è una tecnologia nata negli anni cinquanta del secolo scorso con la ricerca aerospaziale e in uso da oltre trent'anni in ambito civile. Vedremo più avanti le basi teoriche del fenomeno che studieremo in Meccanica Quantistica; per il momento ci basteranno le seguenti informazioni.

La conversione di energia elettromagnetica proveniente dal sole in energia elettrica prende il nome di effetto fotovoltaico. Questo processo utilizza la proprietà dei materiali, come il silicio, di rilasciare elettroni (cioè di generare una corrente elettrica) quando sono investiti dalla luce solare. La produzione di corrente si avvia all'interno della **cella** fotovoltaica grazie ad un particolare trattamento del silicio la cui struttura cristallina viene "drogata" (alcuni atomi di silicio vengono sostituiti in modo ordinato nel reticolo da atomi ad esempio di boro) dopo di che una delle facce viene eccitata con piccole quantità di fosforo; nella zona a contatto tra le due parti a diverso potenziale si forma un campo elettrico. L'esposizione alla luce del sole determina la generazione di cariche elettriche libere e l'applicazione di un utilizzatore crea il flusso di elettroni.

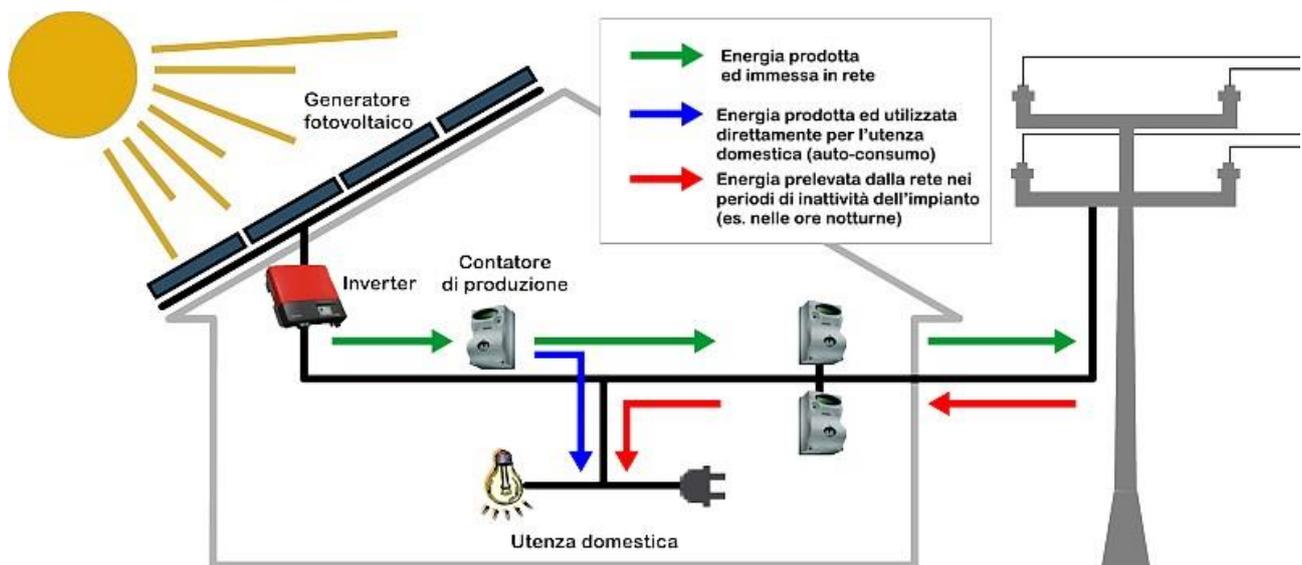



Figura 9 - schema di impianto fotovoltaico

Le cariche vengono raccolte da una griglia metallica frontale, mentre sul lato posteriore della cella è posto il contatto elettrico per elettro-deposizione. Se la cella è costituita da un singolo cristallo, si ha il pannello finale in silicio monocristallino che dà il rendimento massimo. E' possibile però che le celle siano realizzate con l'affiancamento di cristalli adiacenti. Il silicio monocristallino si distingue per una notevole omogeneità di colore della superficie, mentre quello policristallino è caratterizzato da una particolare sfaccettatura data dall'accostamento dei singoli cristalli. In genere le celle fotovoltaiche si distinguono per il caratteristico colore blu ma è possibile avere pannelli di colorazioni diverse, ad esempio marroni, adatti per

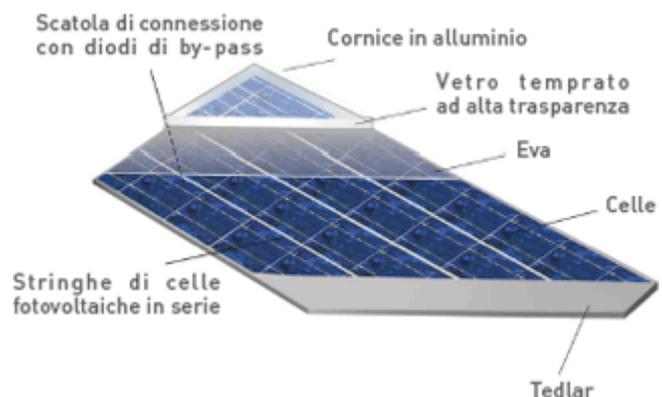



Figura 10 - pannello fotovoltaico (EVA : etil-vinil- acetato)

l'inserimento in coperture in cotto nei centri storici. Il cambio di colore rispetto al blu riduce in ogni caso il rendimento del pannello.

L'insieme di celle che formano gli elementi costruttivi base di un impianto sono i **moduli** fotovoltaici. Ogni modulo si compone di un certo numero di celle tra loro collegate. Una cella fotovoltaica ha, generalmente, forma quadrata di dimensioni che vanno dai 10cm x10cm ai 15cm x15cm, il loro spessore varia tra 0,25 mm e 0,35 mm. Una singola cella è in grado di produrre tra 1 W e 1,5 W quando è colpita da una radiazione di intensità 1000 w/m^2. Le celle vengono collegate tra loro in serie o in parallelo così da poter ottenere valori di tensione e corrente diversi a seconda dell'utilizzo. Generalmente un modulo contiene 36 celle per una superficie di 0,50 m^2 e produce una potenza che varia tra i 50 e gli 80 Wp (Wp significa watt di picco).

La cella singola di silicio monocristallino lavora con un rendimento del 15-17%, il modulo, dopo l'assemblaggio, arriva al 10-13% a causa dell'ombra proiettata dalla struttura del modulo sulle celle. Per raggiungere una potenza adeguata alle esigenze è necessario accorpare i moduli nello stesso **pannello**, che è il prodotto finale utilizzabile. Lo schema più usato è quello integrato con la rete nazionale come indicato in figura 8 e su cui torneremo più avanti nel corso di studi.

4.3) GEOTERMIA

L'energia geotermica è prodotta per mezzo di fonti geologiche di calore e può essere considerata una fonte di energia rinnovabile se valutata in tempi brevi; essa utilizza sia il calore naturale della terra sia l'energia termica rilasciata in processi di decadimento nucleare di elementi radioattivi contenuti nel mantello terrestre.

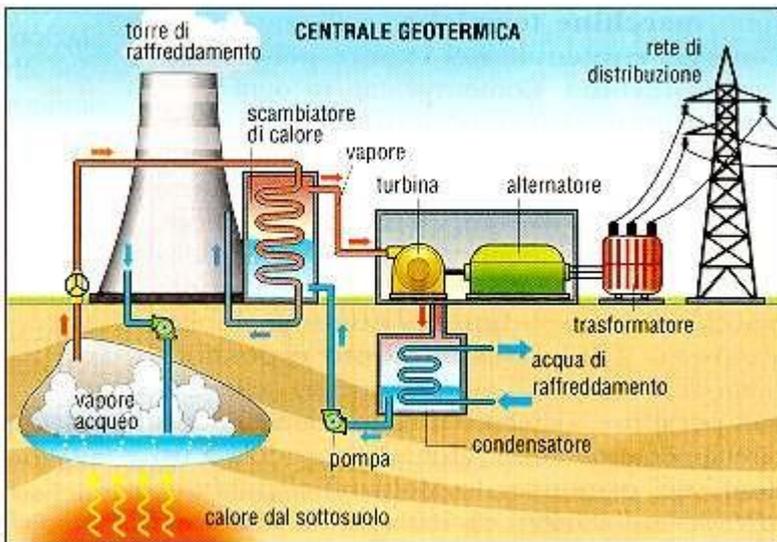



Figura 11 - centrale geotermica

La geotermia consiste nel convogliare i vapori provenienti dalle sorgenti di acqua calda del sottosuolo verso apposite turbine

adibite alla produzione di energia elettrica riutilizzando il vapore acqueo per il riscaldamento urbano, le coltivazioni in serra e il termalismo.

Il calore endogeno della terra deriva dal fatto che la temperatura del terreno in superficie è di circa 17° e passa a 30° ad 1 km di profondità aumentando di circa 0.3° per km di profondità. Per sfruttare questa fonte è sufficiente costruire un pozzo, iniettare acqua e recuperare il vapore per far funzionare una turbina come nelle centrali termoelettriche.

L'energia geotermica rappresenta oggi meno dell' 1% della produzione mondiale di energia. In Italia lo sfruttamento della geotermia per la produzione di energia elettrica risale all'inizio del 900 grazie alla realizzazioni di centrali elettriche in Toscana. L'impianto di Larderello è il primo impianto geotermico costruito al mondo. I "giacimenti naturali di vapore" in Toscana producono ogni anno 4 miliardi di kWh. Questo tipo di impianto presenta anche degli svantaggi: dalle centrali geotermiche fuoriesce un odore sgradevole di uova marce causato dall'idrogeno solforato che è contenuto nei vapori. L'estetica delle centrali geotermiche causa un forte impatto paesaggistico presentandosi come un dedalo di tubature che evoca le zone industriali. Non ultimo ostacolo è derivante dal fatto che i siti adatti a questo tipo di impianto sono molto pochi in Italia.

4.4) ENERGIA EOLICA

L'energia eolica ha una storia molto antica che parte dalle navi a vela e dai mulini a vento. Ai nostri giorni si usano le turbine eoliche per produrre elettricità (figura 12): un grande rotore con tre pale costituisce la turbina che viene azionata dal vento. Con l'energia eolica si produce attualmente lo 0,3% del fabbisogno mondiale di elettricità, ma le sue potenzialità sono in aumento. La Danimarca soddisfa già il 20% del proprio fabbisogno di energia elettrica con l'eolica, la Germania il 6% e la Spagna il 5%.

Figura 12 - schema di impianto eolico

I vantaggi di questo sistema consistono nei costi ridotti, tecnologia semplice, produzione di energia decentrata anche in aree remote.

Gli svantaggi riguardano la localizzazione geografica (presenza significativa di un clima ventoso), la necessità di ampi spazi per una produzione centralizzata (circa 500 km^2 per un

impianto da 1000 MW) e l'impatto ambientale: le turbine eoliche sono molto rumorose e producono un forte inquinamento acustico. Inoltre presentano problemi di tipo paesaggistico. In Italia la Puglia e la Sardegna sono siti adatti allo sfruttamento dell'energia eolica.

4.5) ENERGIA OCEANICA

L'energia oceanica è l'insieme dell'energia racchiusa in varie forme nei mari e negli oceani e può essere sfruttata usando diverse tecnologie:

- Energia cinetica dei fluidi (correnti, onde, maree), detta anche energia *mareomotrice*
- Gradiente termico, cioè differenza di temperatura tra superficie e profondità soprattutto negli oceani, detta anche energia *talassotermica*
- Gradiente salino, detta anche energia *osmotica*.

Tali forme di energia non trovano applicazioni in Italia.

4.6) ENERGIA IDROELETTRICA

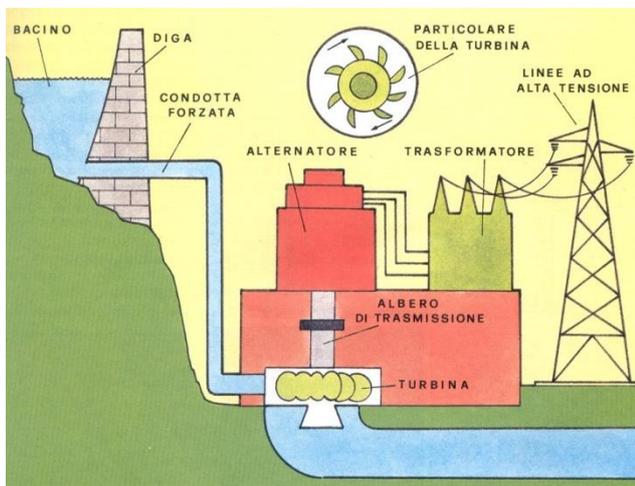



Figura 13 - Schema di centrale idroelettrica

L'energia idroelettrica converte l'energia potenziale gravitazionale posseduta dall'acqua posta in un bacino ad alta quota in energia cinetica e successivamente in energia elettrica. Il principio è sempre quello della centrale termoelettrica, ma in questo caso è l'acqua in caduta che fa girare la turbina e non il vapore prodotto dai vari combustibili.

Per dimensionare la portata di acqua che agisce sulla turbina in relazione al fabbisogno energetico si costruiscono bacini artificiali di accumulo ad alta quota. L'acqua viene incanalata in speciali tubi (condotte forzate) che la convogliano ad alta velocità alla turbina. L'energia idroelettrica è la principale risorsa alternativa alle fonti fossili attualmente usata in Italia e genera circa il 15% del fabbisogno energetico italiano. Solo il 16% dell'energia mondiale è di origine idroelettrica.

Il principale svantaggio dell'energia idroelettrica è l'impatto ambientale e sociale delle dighe, basti ricordare la tragedia del Vajont. Inoltre la presenza delle dighe artificiali influisce sul clima locale e nei casi dei bacini più grandi può produrre migrazioni di

popolazioni anche rilevanti: per la costruzione della diga sullo Yangtze sono stati spostati 2 milioni di abitanti.

Un fattore geografico importante è costituito dal fatto che i bacini sopraelevati possono essere realizzati facilmente solo in regioni montane. Per quanto riguarda l'Italia praticamente tutti i siti disponibili sono stati utilizzati per costruire centrali idroelettriche più o meno grandi e non è quindi immaginabile un ulteriore sviluppo di questo tipo di energia.

4.7) LE BIOMASSE

La combustione di biomasse è la più antica forma di energia usata dall'uomo che fin dalla preistoria bruciava legna per scaldarsi; risulta essere ancora la forma di energia più diffusa nei paesi più poveri del mondo. Solo di recente una maggiore sensibilità ambientale e la difficoltà a reperire risorse energetiche hanno fatto riscoprire questa fonte energetica nei paesi più industrializzati.

Per biomasse si intendono gli scarti di lavorazione dell'industria agroalimentare e del legno nonché quelle a crescita stagionale appositamente coltivate per la combustione.

La normativa italiana considera combustibili rinnovabili (biomasse) anche i rifiuti organici o inorganici urbani o industriali. Anche se in Italia l'utilizzo di tale fonte energetica è in aumento essa copre solo il 2% del fabbisogno totale di energia del paese.

Alcune fonti di energia da biomassa, come la legna, non necessitano di subire trattamenti prima dell'uso; altre, come gli scarti vegetali o i rifiuti urbani, devono essere processate in un digestore.

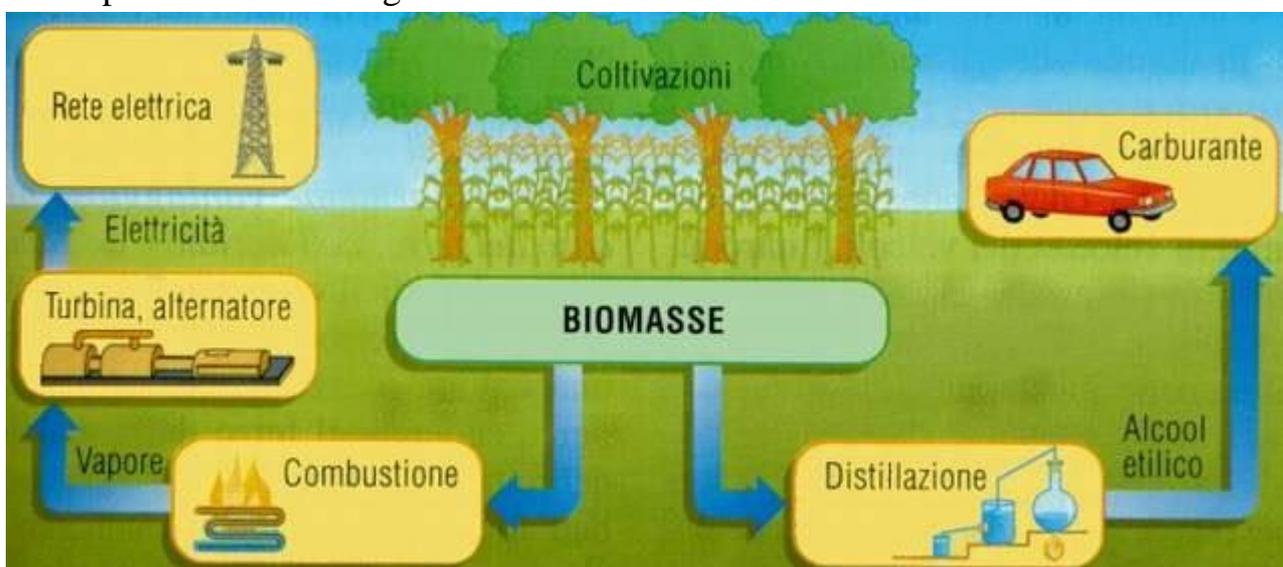



Figura 14

Lo sfruttamento delle biomasse ha, come limite, il basso potere calorifico (pari alla metà del carbone) ed è anche ostacolato da fattori legati alla reperibilità della fonte stessa non disponibile con continuità durante l'anno come ad esempio la legna che, di fatto, viene tagliata prevalentemente d'inverno, stagione in cui essa contiene meno umidità. Per questi motivi è necessario agli impianti di potenza alimentati a biomasse grandi zone per lo stoccaggio del combustibile. Il principale limite allo sfruttamento delle biomasse è che la produzione della biomassa avviene su grandi aree e che anche il consumo del territorio ha un prezzo.

Le principali tipologie di biomassa sono:

La legna ecologica, i biocarburanti, il biogas, l'olio di colza.

- **Legna ecologica (biomassa secca)**

La produzione di legna ecologica e biomassa secca, ottenute dallo sfruttamento razionale delle foreste, aumenta annualmente, ma deve rispettare i seguenti requisiti per essere definita tale:

- Abbattimento di piante già morte senza intaccare alberi vivi
- Biomassa secca ottenuta da foglie, rametti, scarti di lavorazioni agricole, potatura di parchi e giardini
- Sfruttamento razionale delle foreste col metodo della matricina per piccole strisce di bosco
- Salvaguardia degli alberi secolari, generi protetti, boschi storici, ecosistema
- Lavorazione ecologica (sega a mano o elettrica, accetta, scippatrice elettrica, macete, scure)
- Assenza di spese aggiuntive di costi energetici di trasporto via nave e via terra per centinaia di chilometri.

Come si vede queste condizioni in Italia sono possibili solo in zone di montagna e pertanto limitano notevolmente un uso diffuso di questa risorsa.

- **Biocarburanti**

L'etanolo o alcol etilico, utilizzato come combustibile alternativo alla benzina per motori a scoppio, si ottiene dalla fermentazione di vegetali ricchi di zuccheri, quali la canna da zucchero, le barbabietole e il mais. Da girasole, colza e soia si può ottenere, per spremitura, il biodiesel. In generale le biomasse di qualsiasi natura possono essere

trasformate, tramite opportuni procedimenti, in BTL (biomas to liquid), un biodiesel ottenuto da materiale organico di scarto o prodotto appositamente con colture dedicate.

Spesso però l'energia consumata per la produzione dei biocarburanti supera quella che si ottiene da questi ultimi. Un problema etico di notevole entità impone un limite alle coltivazioni di graminacee per la produzione di combustibile in paesi con problemi di denutrizione della popolazione.

- **Biogas**

E' possibile ottenere biogas oltre che dai vegetali coltivati anche dai rifiuti vegetali e dai liquami di origine animale sottoposti a fermentazione anaerobica. Questo processo richiede la costruzione di uno stabilimento che permetta di installare un digestore, impianto che generalmente non è ben visto, a causa degli odori, dalle popolazioni limitrofe.

- **Olio di colza**

Il motore diesel fu pensato alla fine del 1800 per funzionare con olio di colza che, in seguito, fu sostituito dal gasolio. Ne consegue che l'olio di colza può essere utilizzato senza ulteriori elaborazioni anche dagli attuali motori diesel con un abbattimento dell'inquinamento del 98% rispetto a quello prodotto dalla combustione del gasolio. L'unico inconveniente risiede nel fatto che anche per la coltivazione della colza sono necessarie grandi estensioni di terreno sottratte alla produzione del grano alimentare.

Nel 2007 si è scoperta un'alternativa alla colza con l'olio di jatropha, la cui pianta cresce nel deserto senza influire sulla superficie coltivata a scopi alimentari.

CONCLUSIONI

Da quanto è emerso nei paragrafi precedenti risulta evidente che l'utilizzo di ogni fonte di energia presenta degli aspetti favorevoli accompagnati da altri più o meno gravemente sfavorevoli. Questa valutazione si ripete non solo per le fonti più spesso indicate come nocive, prima tra tutte l'energia nucleare, ma anche per quelle ritenute generalmente "ecologiche".

Spesso siamo di fronte a fatti su cui non possiamo intervenire come ad esempio l'esaurimento a breve termine del petrolio, altre a fattori climatici, altre ancora a questioni etiche.

Risulta evidente che una scelta mirata delle fonti utilizzabili può essere certamente un fattore rilevante nell'affrontare l'impatto ambientale, ma comunque non risolutivo del

problema che ci eravamo posti in premessa: come fare a mantenere l'attuale livello di comfort a cui siamo abituati e allo stesso tempo ridurre l'impatto ambientale che il consumo di energia richiesto per sostenerlo provoca, il tutto senza aumentare in modo spropositato i costi collegati agli impianti.

Non siamo certamente in grado di dare una soluzione globale a tale quesito, ma nel nostro corso studieremo le modalità per rendere minimo l'inquinamento in un campo ben preciso: quello del riscaldamento domestico. D'altra parte abbiamo già affrontato per le abitazioni quali sono le caratteristiche tecniche che devono avere per ridurre l'inquinamento acustico e pertanto lo studio delle case a basso consumo energetico completa il quadro progettuale ambientale in questo campo.

Già possiamo intuire che un edificio che consuma meno energia, a parità di comfort, inquina sicuramente meno di un altro che per ottenere gli stessi risultati deve "bruciare" molto più combustibile. La normativa italiana prevede che le case per essere vendute devono essere **certificate** dal punto di vista energetico in una serie di categorie che vanno dalla A alla G e si è visto che più bassa è la categoria energetica più basso è il prezzo del fabbricato, a parità di tutti gli altri requisiti.

Figura 15- una tabella delle CLASSI DI EFFICIENZA

La certificazione energetica è uno dei campi in cui un perito ambientale deve essere necessariamente competente e pertanto il fine di questa parte del corso è di acquisire le capacità necessarie per redigere questa certificazione.

MODULO 2

ELEMENTI DI TERMOLOGIA

Per comprendere gli argomenti che svilupperemo per arrivare alla certificazione energetica è necessario ricordare una serie di concetti e di modelli fisici che avete studiato quando eravate "giovani" al secondo anno del biennio. Sapendo che con l'avanzare dell'età le vostre capacità cognitive si sono fortemente ridotte ritengo opportuno rivedere gli elementi di base della termologia sperando che nei recessi della vostra mente ritroviate i vecchi ricordi….

1) CONCETTI DI TEMPERATURA E CALORE.

Nel linguaggio di tutti i giorni è facile sentire parlare della temperatura raggiunta da un oggetto o del calore prodotto da una stufa. Tutti ritengono di sapere cosa significano questi due termini, ma nel momento in cui si chiede cosa misura la temperatura, generalmente, le risposte diventano vaghe ed imprecise. Fin dalla prima lezione di fisica si è posto l'accento sul fatto che una misura è il confronto tra un'unità di misura campione e quella che si vuol rilevare. Il problema è: qual è il campione d'unità di misura della temperatura? Che cosa rappresenta?

In questo capitolo risponderemo a queste e ad altre domande che riguardano i problemi termici.

2) TEMPERATURA ED ENERGIA INTERNA.

Sicuramente ritenete di saper distinguere un oggetto "caldo" da uno "freddo". Provate a fare questo esperimento: prendete tre bacinelle, riempite la prima con acqua di rubinetto e cubetti di ghiaccio, nella seconda mettete dell'acqua calda (non bollente!), riempite la terza con una parte dell'acqua della prima bacinella e una parte della seconda. A questo punto immergete la mano destra nella bacinella con l'acqua e il ghiaccio e la sinistra nell'acqua calda. Dopo un paio di minuti di "bagno" provate a mettere la mano destra nella terza bacinella: penserete che l'acqua è "calda". Mettete adesso la mano sinistra nella terza bacinella al posto della destra: adesso direte che la stessa acqua che prima vi appariva "calda" per voi è "fredda"!

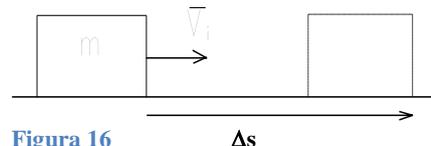



Figura 16

Da questo semplice esperimento risulta che le idee di caldo e freddo sono impressioni relative e non assolute, in altri termini non sono valutazioni oggettive e, di

conseguenza, non sono misurabili per lo meno nei termini sensoriali sopra descritti.

Consideriamo ora una situazione incontrata molte volte in meccanica: un oggetto di una data massa m si trova in moto su un piano orizzontale con una velocità v_i; sappiamo che, a causa dell'attrito tra pavimento e oggetto, questo percorrerà un tratto di strada e poi si fermerà, cioè alla fine avrà una velocità uguale a zero (fig.16).

Da un punto di vista energetico si vede che, inizialmente, l'oggetto aveva un'energia meccanica coincidente con la sua energia cinetica[1]:

$$E_{Mi} = \frac{1}{2} m v_i^2 \qquad [1]$$

E' evidente che l'energia meccanica finale è zero poiché il corpo alla fine è fermo; ne segue che si ha una perdita d'energia definita lavoro della forza d'attrito:

$$L = \Delta E_C = -\frac{1}{2} m v_i^2 \qquad [2]$$

Dove è finita l'energia meccanica perduta?

Per capirlo bisogna ricordarsi che cosa produce la forza d'attrito radente.

Molti corpi sono composti d'atomi che solidificano in strutture ordinate chiamate cristalli. Di conseguenza il corpo e il pavimento su cui esso striscia

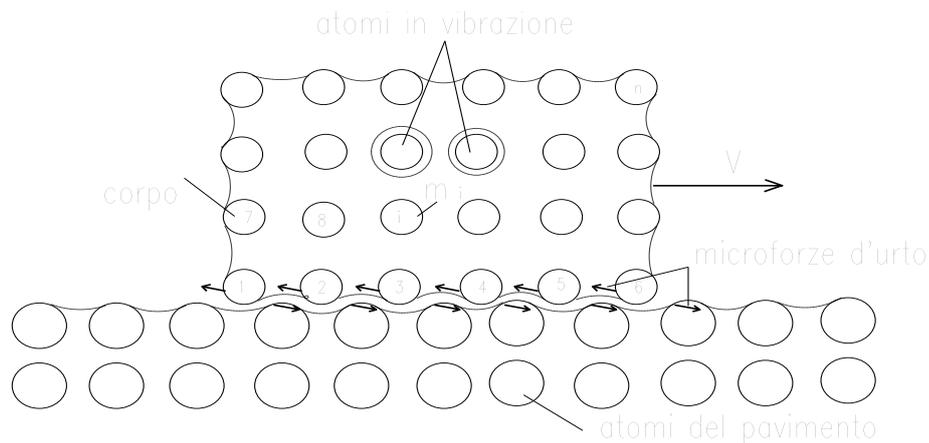



Figura 1 7

(rappresentati in fig.16) anche se ad occhio nudo possono apparire levigati, a livello microscopico, avranno una struttura del tipo evidenziato in fig.17 in cui, per chiarezza, si sono disegnati solo pochi atomi di una sezione trasversale del corpo.

La somma delle microforze d'urto che si scambiano gli atomi delle due superfici,

[1] Essendo l'oggetto in moto su un piano orizzontale l'energia potenziale gravitazionale si può considerare zero.

quando un oggetto scorre sull'altro, macroscopicamente è definita forza di attrito.

Il lavoro di questa forza frenante corrisponde all'energia meccanica persa dal sistema. Adesso però possiamo capire dove va a finire l'energia che apparentemente spariva a livello macroscopico gli atomi del reticolo cristallino che ricevono gli urti sono collegati dai legami chimici che impediscono loro di staccarsi dal corpo. Quindi le microforze che ricevono possono solo metterli in oscillazione, come fossero dei pendoli, rispetto alla loro posizione iniziale. Il fatto che gli atomi della fila più bassa[2] siano legati a quelli della fila superiore comporta che anche questi, a causa sempre dei legami chimici, saranno messi in oscillazione e così via, propagando il moto a tutti i componenti microscopici del corpo. Ne segue che, dopo che il corpo ha strisciato fino a fermarsi perdendo l'energia meccanica macroscopica, tutti i suoi atomi si troveranno in movimento oscillatorio e, di conseguenza, avendo una velocità e una massa saranno dotati di energia che prima non possedevano. Risulta che queste microoscillazioni degli atomi non sono visibili ad occhi nudo e, a noi, gli oggetti appaiono fermi.

La sommatoria di tutte le energie di oscillazione dei singoli atomi è definita energia interna, U, di un corpo e, nell'esempio sopra esposto, risulta uguale all'energia cinetica macroscopica perduta dal corpo. In formule:

$$U = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2} m_i v_i^2 \qquad [3]$$

Più in generale tutti i corpi, a causa della loro natura atomica, hanno sempre gli atomi in oscillazione in modo più o meno veloce e si trovano in un determinato stato di energia interna diversa da zero. Quello che emerge dall'esempio precedentemente analizzato è che, a causa delle modalità con cui avvengono i microurti, le velocità di vibrazione e quindi le energie cinetiche saranno diverse tra gli atomi; di conseguenza è praticamente impossibile sapere effettivamente come si stanno muovendo le singole particelle. Quello che è possibile fare è determinare il valore dell'energia media di vibrazione di un singolo atomo che si ottiene sommando tutte le energie, quindi determinando U, e dividendo poi per il numero d'atomi che sono contenuti nel corpo.

In formule significa:

$$< E_c > = \frac{\sum_{i=1}^{n} E_{Ci}}{n} = \frac{U}{n} \qquad [4]$$

[2] Si sta facendo nell'esempio l'ipotesi che il corpo sia bidimensionale ma il ragionamento si estende facilmente alle tre dimensioni reali degli oggetti.

Dato però che è molto difficile misurare direttamente U questo non risolve il problema. E' a questo punto che interviene la fisica sperimentale che ha definito la temperatura come un numero direttamente proporzionale all'energia cinetica media di vibrazione degli atomi di un corpo solido cioè:

$$\boxed{T = \beta < E_C >} \qquad [5]$$

dove $\beta = 4.83 \cdot 10^{22} K/J$ è un valore costante noto sperimentalmente.

Ora possiamo rispondere alla domanda iniziale, perché è evidente dalla [5] che ***la temperatura misura l'energia cinetica media di oscillazione degli atomi di un corpo solido.***

Risulta chiaro che un oggetto ha una temperatura più alta di un altro quando i suoi atomi oscillano più rapidamente e che, lo stesso oggetto, aumenta la sua temperatura quando, in qualche maniera, i suoi atomi sono fatti vibrare più velocemente. Per vedere come questo sia vero basta fare una semplice prova: prendete una bicicletta e mettete una mano sul patino di un freno quando siete fermi. Fate poi una corsa e frenate bruscamente quando siete arrivati ad una buona velocità. Al patino, durante la frenata, succederà esattamente quello che è stato descritto per l'oggetto di fig.17, cioè i suoi atomi saranno costretti a vibrare più velocemente dall'attrito e quindi l'energia cinetica media del patino aumenterà, ne segue che se metterete una mano, dopo esservi fermati, sul patino troverete che la sua temperatura è notevolmente aumentata.

3) CALORE

Vediamo di analizzare più attentamente il meccanismo con cui si trasferisce l'energia da un corpo all'altro a livello microscopico. Siete tutti abituati a scaldare gli oggetti mettendoli su una fiamma; sapete dalla chimica che la fiamma non è altro che il prodotto di una reazione di combustione che trasforma, ad esempio, un pezzo di legno solido in parti microscopiche in moto ad alta velocità. Queste particelle ad alta energia vanno ad urtare gli atomi del corpo che mettete sul loro cammino[3] e, come ricorderete dalla teoria degli urti elastici, la particella più veloce della fiamma cede energia a quella più lenta dell'oggetto, particella che può solo oscillare più velocemente e quindi far aumentare l'energia cinetica media del corpo cioè la sua temperatura. Quindi per ottenere un cambio di temperatura è necessario che gli atomi appartenenti al corpo subiscano una variazione d'energia. Dalla meccanica risulta che una variazione dell'energia cinetica associata ad un oggetto, per il teorema delle forze vive (o teorema

[3] Sopra la fiamma.

dell'energia cinetica), non è altro che il lavoro :

$$L = \Delta E_C \qquad [6]$$

per cui il lavoro fatto a livello microscopico, per far oscillare più rapidamente gli atomi, si può ottenere per tutto il corpo sommando le energie cinetiche di tutte le particelle dell'oggetto prima e dopo il riscaldamento ed eseguendo la seguente operazione:

$$L_{tot} = \left(\sum \frac{1}{2} m v^2\right)_f - \left(\sum \frac{1}{2} m v^2\right)_i \qquad [7]$$

che per la [3] può venire scritta nella forma:

$$L_{tot} = U_f - U_i = \Delta U$$

La differenza sostanziale tra questo lavoro e quello utilizzato in meccanica sta nel fatto che nei problemi macroscopici un lavoro è sempre accompagnato da uno spostamento evidente di un oggetto mentre, nel caso microscopico, i movimenti degli atomi non sono osservabili e il corpo in esame apparentemente non esegue nessun movimento associato a questo lavoro.

Per evidenziare questa differenza il lavoro microscopico è chiamato calore ed indicato con Q al posto di L. In definitiva *il calore è il lavoro fatto a livello microscopico per aumentare l'oscillazione degli atomi che costituiscono un oggetto*.

In formula:

$$\boxed{Q = \Delta U} \qquad [8]$$

Risulta immediato che l'unità di misura del calore[4] è il joule [J].

- **Riepilogando**

Temperatura: la temperatura è una grandezza fisica, di tipo statistico, che dà un valore proporzionale a quello dell'energia cinetica media con cui oscillano gli atomi di un solido.

$$\boxed{T = \beta < E_C >} \qquad [5]$$

E' un parametro di **stato** poiché definisce la situazione di un corpo per il quale non

[4] Una volta l'unità di misura del calore era la caloria, simbolo cal, che **però dal 1985 è fuori legge**. Dato che in molti testi e nell'uso pratico troverete ancora quest'unità di misura basta che ricordiate che vale la seguente relazione di conversione: 1 cal = 4,186 J

stanno avvenendo trasformazioni di nessun tipo.

Calore: il calore è il nome che prende il lavoro quando è fatto a livello microscopico. Rappresenta la variazione d'energia interna che subisce un corpo quando è in atto un qualche processo, di tipo fisico o chimico, che modifica lo stato termico del corpo e di conseguenza ne cambia la temperatura.

$$\boxed{Q = \Delta U} \qquad [8]$$

Secondo quanto esposto risulta che **non ha senso dire che un oggetto contiene calore**. Infatti, in un dato momento un corpo si trova in uno stato di energia interna e di conseguenza, ha meno che non si stia intervenendo dall'esterno, questa energia rimane costante e la [8] dà zero come unico possibile risultato. Ne segue che il calore è una grandezza di **transizione** intendendo con questo che esiste solo durante il periodo in cui sta succedendo qualcosa come ad esempio lo strisciamento descritto nell'esempio iniziale o il contatto dell'oggetto in esame con una fiamma.

4) DILATAZIONE TERMICA E SCALE TERMOMETRICHE.

I concetti di temperatura e calore che abbiamo sviluppato nei paragrafi precedenti sono difficilmente utilizzabili in modo pratico in quanto richiedono la misura di eventi che si verificano a livello microscopico. D'altra parte mentre per il calore abbiamo identificato l'unità di misura che lo descrive, per la temperatura quest'aspetto non è stato chiarito.

Vedremo ora come, utilizzando un effetto secondario della variazione d'energia dei solidi, sia possibile costruire uno strumento macroscopico, il termometro, utile per misurare la temperatura e che questo permette anche di individuarne un'unità di misura.

4.1) DILATAZIONE LINEARE.

Nel precedente capitolo abbiamo visto che uno stato termico definisce una temperatura ben precisa per un corpo.

La formula: $T = \beta < E_C >$ ci assicura che tutti gli atomi del nostro corpo sono in oscillazione. Consideriamo ora un oggetto che sia molto lungo rispetto alle sue dimensioni trasversali, ad esempio, che sia composto solo da una catena continua di atomi come rappresentato in fig.18.

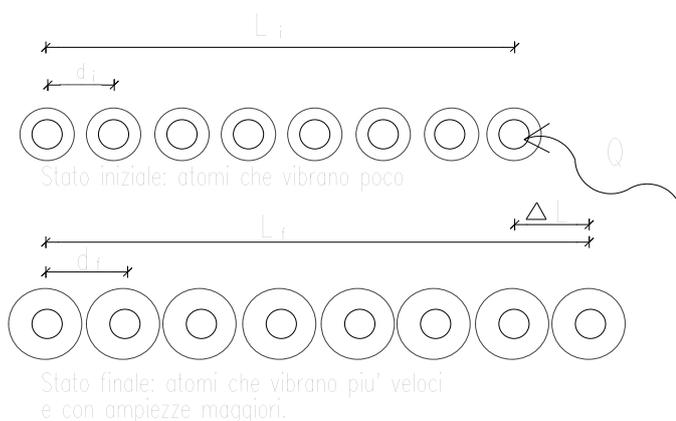



Figura 18

Nella parte superiore sono indicati gli atomi con le loro zone d'oscillazione tracciate con linea discontinua. La distanza tra due di essi è indicata con $\mathbf{d}_i$ ed è caratteristica dello stato energetico e quindi di temperatura in cui si trova il corpo in quel momento. La lunghezza totale dell'oggetto sarà un multiplo di questa lunghezza ed è indicata con $\mathbf{L}_i$; sul lato destro è indicato, tramite una freccia ondulata, un flusso di calore Q[5] per un dato tempo. Visto che gli atomi subiscono una variazione di energia si muoveranno più velocemente e tenderanno ad occupare più spazio durante le loro oscillazioni. Di conseguenza due atomi adiacenti dovrebbero occupare parte dello stesso spazio, il che significa effettuare una reazione chimica. In generale[6] quando si scalda un solido questo rimane inalterato da un punto di vista chimico e, di conseguenza, non potendo fondersi gli atomi sono costretti ad allargarsi assumendo una posizione diversa come indicato nella parte inferiore della fig.18.

Si vede dallo schema che le distanze interatomiche finali, $\mathbf{d}_\mathbf{f}$, sono maggiori di quelle iniziali anche se tali differenze sono dell'ordine di 10^{-10} m; queste differenze di posizione sono inconsistenti se prese singolarmente, ma tenendo conto che in un oggetto lungo qualche centimetro di atomi in fila ce ne sono 10^{23}a livello macroscopico si ha un effettivo allungamento dell'oggetto che risulta facilmente misurabile. La quantità

$$\Delta L = L_f - L_i$$

[5] potrebbe essere l'effetto di una fiamma a cui è esposto l'oggetto.

[6] Escludiamo dalla nostra analisi quei casi in cui effettivamente, a causa di un riscaldamento, si innescano reazioni chimiche.

dipende da alcuni parametri:

a) dai valori iniziali di energia interna U e quindi di temperatura T, infatti il calore Q produce una variazione di U che è la causa degli spostamenti sopra descritti;
b) da quanti atomi ci sono nel nostro corpo, valore che è direttamente proporzionale alla lunghezza iniziale L_i;
c) dalla natura chimica degli atomi che compongono l'oggetto infatti atomi di elementi diversi occupano spazi diversi e formano legami più o meno lunghi;

di questo si tiene conto tramite un parametro sperimentale caratteristico di ogni elemento indicato con λ_d e chiamato **coefficiente di dilatazione lineare**.

Tabella 1

COEFFICIENTE DI DILATAZIONE LINEARE
($K^{-1} = °C^{-1}$)

Solidi			
Acciaio	$12 \cdot 10^{-6}$	Invar	$0,9 \cdot 10^{-6}$
Alluminio	$24 \cdot 10^{-6}$	Nichel	$13 \cdot 10^{-6}$
Argento	$19 \cdot 10^{-6}$	Oro	$14 \cdot 10^{-6}$
Cemento armato	$12 \cdot 10^{-6}$	Ottone	$19 \cdot 10^{-6}$
Ferro	$12 \cdot 10^{-6}$	Piombo	$19 \cdot 10^{-6}$
Ghiaccio	$51 \cdot 10^{-6}$	Rame	$17 \cdot 10^{-6}$
Gomma dura	$80 \cdot 10^{-6}$	Vetro comune	$9 \cdot 10^{-6}$
		Vetro pyrex	$3,3 \cdot 10^{-6}$

Nota 2 – Si ricordi che la differenza fra due temperature ha lo stesso valore numerico sia in °C sia in K (§ 2).

In fase sperimentale si è analizzato come questi parametri si combinano tra loro e si è giunti alla conclusione che la formula che descrive il fenomeno della **dilatazione lineare** è:

$$\boxed{\Delta L = \lambda_d \cdot L_i \Delta T} \qquad [9]$$

Questa formula può essere riscritta nella forma:

$$\Delta T = \frac{\Delta L}{\lambda_d \cdot L_i} \qquad [10]$$

Poiché tutti gli elementi presenti a destra nella [10] sono noti o misurabili si può utilizzare questa proprietà dei materiali per costruire un termometro che permetta di determinare sperimentalmente i salti di temperatura che subisce un oggetto.

4.2) SCALE DI TEMPERATURA CELSIUS E KELVIN

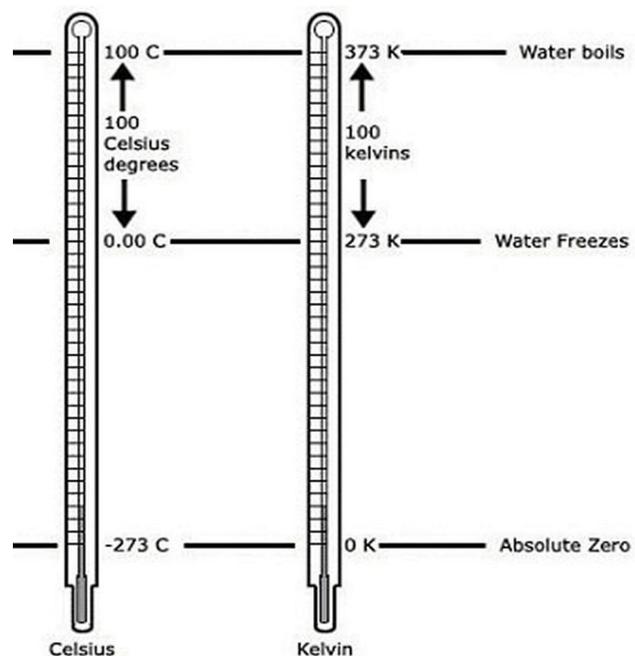
La [10] permette di determinare i salti di temperatura, ma non le temperature di uno stato. Per poterlo fare è necessario avere definito un'unità campione e un livello zero di temperatura ambedue facilmente riproducibili. La scala di temperatura Celsius, di uso comune, è stata definita nel seguente modo:

- Si considera la temperatura uguale a zero gradi Celsius per lo stato energetico che assume l'acqua pura in presenza di ghiaccio a livello del mare e alla pressione di un'atmosfera.
- S'immerge un oggetto lungo e sottile nell'acqua e ghiaccio. Questo assumerà dopo la dilatazione una lunghezza L_i.
- Si considera la temperatura uguale a cento gradi Celsius l'acqua pura in ebollizione a livello del mare e con la pressione di un'atmosfera.
- Si immerge l'oggetto che si trovava fino a quel momento nell'acqua e ghiaccio in quella bollente e si aspetta che si dilati completamente; la lunghezza raggiunta è L_f.

E' ora possibile tramite la 10 determinare il coefficiente λ_d del materiale e, quindi, utilizzare quel filo come termometro per misurare temperature di oggetti con cui può essere messo a contatto semplicemente leggendo il valore della sua lunghezza finale.

La scala di temperatura Celsius è una scala di comodo che ha valori piccoli, dell'ordine delle decine di gradi per le temperature usuali dei nostri climi e pertanto facilmente utilizzabili da tutti (bisogna ricordare che fino a 50 anni fa pochissime persone superavano la quinta elementare …), ma è evidente che non può essere la vera scala di temperatura in quanto presenta valori negativi per T che contrasta con la definizione fornita dalla formula [5] che contiene solo termini positivi.

Figura 19

Il Sistema Internazionale di Misura utilizza come scala ufficiale di temperatura la scala Kelvin che pone lo zero (zero assoluto) al livello per cui non si ha più alcuna vibrazione per gli atomi. Tale valore non è fisicamente raggiungibile e sicuramente non può mai diventare negativo. Fortunatamente questo punto è collegato alla scala Celsius con una traslazione verso il basso di -273°C dello zero definito precedentemente come punto triplo dell'acqua e mantiene la suddivisione tra i due punti fissi in 100 parti permettendo così di collegare i valori nelle due scale

con la formula:

$$T\ [K] = T[°C] + 273$$

Va notato che non si parla più di gradi Kelvin come si faceva prima del 1985, ma si parla solamente di kelvin quindi è sbagliato scrivere 312 °K ma si deve presentare il valore come 312 K.

Un'altra cosa che risulta evidente è che se si calcolano dei salti di temperatura (ΔT) i risultati in una scala o nell'altra sono gli stessi pertanto, anche se non è formalmente corretto, spesso nelle unità di misura di formule che contengono (ΔT) si può trovare indifferentemente il simbolo dei °C o dei K e i dati inseriti possono essere indifferentemente nelle due unità di misura. Questo chiaramente non è valido per formule in cui si deve inserire un valore singolo di temperatura come ad esempio nell'equazione generale dei gas.

Vediamo alcuni esempi di applicazioni di quanto detto.

ESEMPIO N.1

Si vuol costruire un termometro con un filo di zinco molto sottile e lungo 500,00 mm. Quando il filo è posto in un bagno di acqua e ghiaccio (T_i=0,00°C), mentre se viene immerso nell'acqua bollente raggiunge una lunghezza finale di 501,55 mm.

Si determini a) il coefficiente di dilatazione lineare dello zinco; b) la temperatura di un oggetto con cui il filo è messo a contatto che lo fa dilatare fino ad una lunghezza finale di 500,80 mm.

Dati : L_i = 500,00 mm; T_i=0,00°C; L_f = 501,55 mm; T_f = 100,00°C; L_{f1} =500,80 mm.

- Taratura del termometro.

Per determinare il coefficiente di dilatazione dello zinco si deve utilizzare la [10] esplicitata rispetto al coefficiente di dilatazione:

$$\lambda_d = \frac{\Delta L}{L_i \Delta T} = \frac{L_f - L_i}{L_i (T_f - T_i)} = \frac{501{,}55 - 500{,}00}{100{,}00 \cdot 500{,}00} = 31{,}0 \cdot 10^{-6} \frac{1}{K} \qquad [11]$$

che è proprio il valore indicato nella tabella 1 per lo zinco.

- Misura della temperatura

Nel caso in esame: $\Delta T = T_f - T_i$ per $T_i = 0$ si ha $\Delta T = T_f$

Utilizzando la [10] si ha:

$$\Delta T = \frac{\Delta L}{\lambda_d \cdot L_i} = \frac{500{,}80 - 500{,}00}{31{,}0 \cdot 10^{-6} 500{,}00} = 51{,}6°C \ \ (\text{K})$$

ESEMPIO N.2

Un tratto di rotaia di ferro (λ_d= 12.10^{-6} 1/K) lungo 12,00 m è posizionato sulle traversine d'inverno ad una temperatura di – 5,00°C. D'estate, al sole, la rotaia raggiunge una temperatura di 70,00°C. Determinare lo spazio vuoto che deve essere lasciato tra le rotaie per permettere che si dilatino senza piegarsi.

Figura 21 - deformazione per dilatazione di un binario negli U.S.A.

Dati: λ_d= 12.10^{-6} 1/K; L_i= 12,00 m; T_i= -5,00 °C; T_f= 75,00°C.

Dato che la rotaia è un oggetto molto lungo rispetto alle dimensioni trasversali, si può considerare lineare, la dilatazione del materiale è perciò descritta dalla formula [9]:

$$\Delta L = \lambda_d \cdot L_i \Delta T = 12 \cdot 10^{-6} 12{,}00[70{,}00 - (-5{,}00)] = 0{,}011 m = 1{,}1 cm$$

Quindi tra le rotaie deve esserci uno spazio vuoto maggiore o uguale di 1,1 cm.

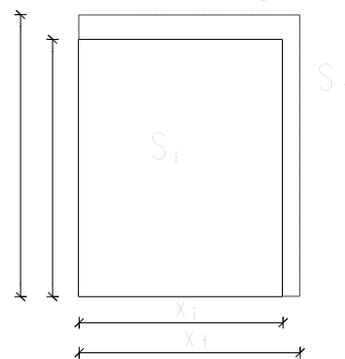
4.3) DILATAZIONI SUPERFICIALE E VOLUMETRICA[7]

Nel punti precedenti abbiamo visto come uno degli effetti della variazione di energia interna di un corpo sia di modificare le distanze interatomiche all'interno del corpo stesso. Nel paragrafo 4.1 abbiamo analizzato cosa succede ad un oggetto che abbia una delle tre dimensioni molto più grande delle altre due. Ne è risultata l'equazione [9] che descrive l'effetto macroscopico di dilatazione che si ha nella direzione in cui sono affiancati molti atomi.

[7] In molti testi la dilatazione "volumetrica" viene chiamata "volumica".

E' facile estendere il ragionamento ad una situazione geometrica in cui un oggetto abbia due delle sue dimensioni molto grandi rispetto alla terza come, ad esempio, avviene per un foglio da disegno. In questo caso, supponendo di avere ad una data temperatura iniziale T_i un foglio di dimensioni $(x_i.y_i)=S_i$, quando è portato ad una temperatura T_f, si dilaterà nelle due direzioni (c.f.r.fig.23) e si otterrà un foglio di dimensioni $(x_f.y_f)=S_f$. La formula sperimentale che permette di determinare il risultato della dilatazione superficiale è:

Figura 23

$$\boxed{\Delta S = 2\lambda_d S_o \Delta T} \qquad [12]$$

Va evidenziato che nella formula della dilatazione superficiale appare ancora il coefficiente di dilatazione lineare moltiplicato per due e non elevato al quadrato come si potrebbe pensare osservando che l'area è il prodotto di due lati. Non si deve comunque dimenticare che, anche se non significativa, la dilatazione per il foglio ci sarà anche in direzione dello spessore. Nel caso, infine che un corpo abbia tutte e tre le dimensioni dello stesso ordine di grandezza, la dilatazione sarà tridimensionale e quello che varierà sarà il volume dell'oggetto. Anche in questo caso, sempre sperimentalmente, si è trovata la formula che permette di determinare la variazione di volume in funzione del salto di temperatura che l'oggetto subisce: $\boxed{\Delta V = 3\lambda V_o \Delta T}$ [13]

come nel caso precedente nella formula della dilatazione volumetrica [13] appare ancora il coefficiente di dilatazione lineare questa volta moltiplicato per tre.

Riassumendo **Dilatazione lineare**: si verifica quando un corpo ha una delle sue dimensioni molto maggiore delle altre due. La formula che la descrive è:

$$\boxed{\Delta L = \lambda_d \cdot L_i \Delta T}$$

Dilatazione superficiale: si verifica quando un corpo ha due delle sue dimensioni molto maggiori della terza. La formula che la descrive è:

$$\boxed{\Delta S = 2\lambda_d S_o \Delta T} \qquad [12]$$

Dilatazione volumetrica: si verifica quando un corpo ha tutte e tre le sue dimensioni dello stesso ordine di grandezza. La formula che la descrive è :

$$\boxed{\Delta V = 3\lambda_d V_o \Delta T} \qquad [13]$$

ESEMPIO N.3

Un foglio da disegno ha dimensioni 105,00 cm x 54,00 cm quando si trova a casa vostra a 25°C. Esso è trasportato a scuola in una mattina d'inverno con una temperatura di – 5,00°C. Sfortunatamente l'insegnante di disegno geometrico ve lo ritira e lo corregge subito. Il risultato è che il professore si arrabbia dicendo che non sapete disegnare perché tutte le distanze sono più piccole di come dovevano essere e che addirittura un quadrato lo avete fatto diventare un rettangolo, mentre voi protestate dicendo che non è possibile perché avevate controllato attentamente le misure. Chi ha ragione e perché?

Dati: x_i=105,00 cm; y_i=54,00 cm; T_i= 25,0°C; T_f= -5,0 °C; λ_d= 28.10^{-6}1/K.

E' evidente che a causa del raffreddamento il foglio durante il percorso ha subito una contrazione superficiale che non è stata riassorbita perché non si è potuto riportare il foglio alla temperatura iniziale, quindi:

$$S_i = x_i \cdot y_i = 105{,}00 \cdot 54{,}00 = 5670 cm^2$$

$$\Delta S = 2\lambda_d \cdot S_i \Delta T = 2 \cdot 28 \cdot 10^{-6} \cdot 5670 \cdot (-5{,}00 - 25{,}00) = -9{,}5 cm^2$$

Il foglio si è ristretto di 9,5 cm^2; dato che $x_i \approx 2y_i$ ne segue che :

$$\Delta x = 2\Delta y$$
$$\Delta S = \Delta x \Delta y = 2(\Delta y)^2$$
$$\text{da cui} \quad \Delta y = \sqrt{\frac{\Delta s}{2}} = 2{,}8 cm$$
$$\Delta x \approx 5{,}6 cm$$

ne segue che tutte le righe si sono accorciate in modo proporzionale a questi due valori.

In definitiva avevate ragione tutti e due, il professore perché effettivamente, in quel momento il disegno risultava sbagliato e voi perché quando lo avete fatto era giusto. Questo dovrebbe farvi capire perché nei disegni architettonici sono sempre necessarie le quote e non basta dare il valore della scala con cui avete fatto il disegno.

ESEMPIO N.4

Una sfera di alluminio (λ_d= 24.10^{-6} 1/K) ha un raggio di 10,00 cm ad una temperatura di 20°C; essa è riscaldata fino a 250 °C. Determina: a) la variazione di volume della sfera; b) il valore del raggio finale.

Dati: R_i= 10,00 cm; T_i= 20 °C; T_f= 250°C; λ_d= 24.10-6 1/K.

a) Il volume iniziale della sfera misura:

$$V_i = \frac{4}{3}\pi \cdot R_i^3 = \frac{4}{3}\pi \cdot 10{,}00^3 = 4189 cm^3$$

La variazione di volume, per la [13], risulta:

$$\Delta V = 3\lambda_d \cdot V_i \cdot \Delta T = 3 \cdot 24 \cdot 10^{-6} \cdot 4189(250 - 20) = 69 cm^3$$

b) Il volume finale della sfera vale:

$$V_f = V_i + \Delta V = 4189 + 69 = 4258 cm^3$$

il raggio finale risulta:

$$V_f = \frac{4}{3}\pi \cdot R_f^3 \qquad \Rightarrow \qquad R_f = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot V_f}{4\pi}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 4258}{4\pi}} = 10{,}05 cm$$

Come si vede l'aumento del raggio è di mezzo millimetro.

5) TRASMISSIONE DEL CALORE

5.1) ASSORBIMENTO DEL CALORE DA PARTE DEI SOLIDI – CALORE SPECIFICO.

Al punto 3) abbiamo definito il concetto di calore. Si è visto che il calore ricevuto da un oggetto dipende dalla variazione della sua energia interna:

$$Q = \Delta U \qquad [8]$$

con

$$U = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2} m_i v_i^2 \qquad [3]$$

Queste equazioni sono concettualmente importanti, ma difficilmente utilizzabili a livello pratico. Per aggirare questo ostacolo ricaviamo una formula che ci permetta di calcolare il calore utilizzando dati macroscopici. L'energia cinetica media dello stato termico di un oggetto vale:

$$< E_C > = \frac{\sum_{i=1}^{N} \frac{1}{2} m_i v_i^2}{N} = \frac{U}{N} \qquad [4]$$

La temperatura è definita:

$$T = \beta < E_C > \qquad [5]$$

sostituendo la [4] nella [5] si ha:

$$T = \beta \frac{U}{N} \qquad [14]$$

dove β è una costante universale e N il numero di atomi che costituiscono il corpo in esame. Se esplicitiamo l'energia interna otteniamo:

$$U = \frac{N}{\beta} T \qquad [15]$$

L'equazione [8] può quindi essere scritta nella forma:

$$Q = \frac{N}{\beta} T_f - \frac{N}{\beta} T_i = \frac{N}{\beta} \Delta T \qquad [16]$$

La quantità N/β è chiamata **capacità termica** del corpo:

$$C = \frac{N}{\beta} \qquad [17]$$

Ogni oggetto ha un suo valore di capacità termica e la [16], utilizzando la [17] può essere riscritta:

$$Q = C\Delta T \qquad [18]$$

formula che utilizza le temperature iniziale e finale, facilmente misurabili, dell'oggetto. Rimane da definire come determinare la capacità termica.

Si è visto sperimentalmente che C è direttamente proporzionale alla massa del corpo in esame[8] e ad una costante che dipende dalla natura chimica della massa. Questa costante è chiamata **calore specifico** , si indica con **c**, ed è stato determinato sperimentalmente per tutti gli elementi chimici e le sostanze note. In altri termini la capacità termica di un oggetto vale:

$$C = c \cdot m \qquad [19]$$

e la forma operativa della formula [18], che descrive l'assorbimento di calore da parte di un corpo diventa:

[8] Questo è facilmente comprensibile dato che nella definizione di C c'è il numero totale degli atomi che costituiscono la massa del corpo.

$$\boxed{Q = c \cdot m \cdot \Delta T} \qquad [20]$$

Esplicitando il calore specifico si può ricavare la sua unità di misura che risulta:

$$c = \frac{Q}{m\Delta T} \Rightarrow \left[\frac{J}{kgK}\right] \qquad [21]$$

Nella tabella 2 sono riportati, nella seconda colonna di numeri, i valori del calore specifico di alcune sostanze. Nella prima colonna sono indicati dei valori con unità di misura cal/gK che non è espressa nel sistema S.I. e che quindi non vanno utilizzati, mentre ricordiamo che, essendoci un delta temperatura nella formula, l'unità di misura nella seconda colonna della tabella non cambia i valori rispetto a quella indicata nella formula [21]. La terza colonna fornisce il valore del calore specifico molare che si utilizza di solito per i gas.

TABELLA 2 CALORI SPECIFICI PER ALCUNE SOSTANZE A TEMPERATURA AMBIENTE

	Calore specifico		Calore specifico molare
Sostanza	cal/(g · K)	J/(kg °C)	J/(mol · K)
Solidi elementari			
Piombo	0.0305	128	26.5
Tungsteno	0.0321	134	24.8
Argento	0.0564	236	25.5
Rame	0.0923	386	24.5
Alluminio	0.215	900	24.4
Altri solidi			
Ottone	0.092	380	
Granito	0.19	790	
Vetro	0.20	840	
Ghiaccio (−10 °C)	0.530	2220	
Liquidi			
Mercurio	0.033	140	
Alcol etilico	0.58	2430	
Acqua di mare	0.93	3900	
Acqua	1.00	4190	

ESEMPIO N.5

Un blocco di rame (calore specifico c = 386 J/kgK) ha una massa di 12,0 kg ed è riscaldato da una temperatura di 18°C fino a 120°C. Determinare il calore assorbito durante il riscaldamento.

Dati: c = 386 J/kgK; m = 12,0 kg; T_i = 18°C; T_f = 120°C;

Per risolvere questo quesito basta utilizzare direttamente l'equazione [20]:

$$Q = c \cdot m \cdot \Delta T = 386 \cdot 12{,}0 \cdot (120 - 18) = 4{,}72 \cdot 10^5\ J$$

ESEMPIO N.6

Un blocco di granito (c = 790 J/kgK) assorbe un calore di $5{,}00.10^5$J e passa da una temperatura di 20,0°C a una di 30,0°C. Determina la massa dell'oggetto.

Dati: c = 790 J/kgK; Q = $5{,}00.10^5$ J; T_i = 20,0°C; T_f = 30,0 °C;

Si tratta di esplicitare il valore della massa dalla [20]:

$$m = \frac{Q}{c\Delta T} = \frac{5{,}00 \cdot 10^5}{790(30{,}0 - 20{,}0)} = 63{,}3kg$$

5.2) EQUILIBRIO TERMICO

Affinché un corpo possa riscaldarsi deve ricevere dell'energia, sotto forma di calore, da un altro oggetto che, a sua volta, deve perderla in modo che sia rispettato il principio di conservazione dell'energia per il sistema costituito dai due corpi considerati isolati. Resta da vedere fino a che punto uno scambio termico può continuare e quali temperature finali raggiungeranno i due oggetti posti a contatto.

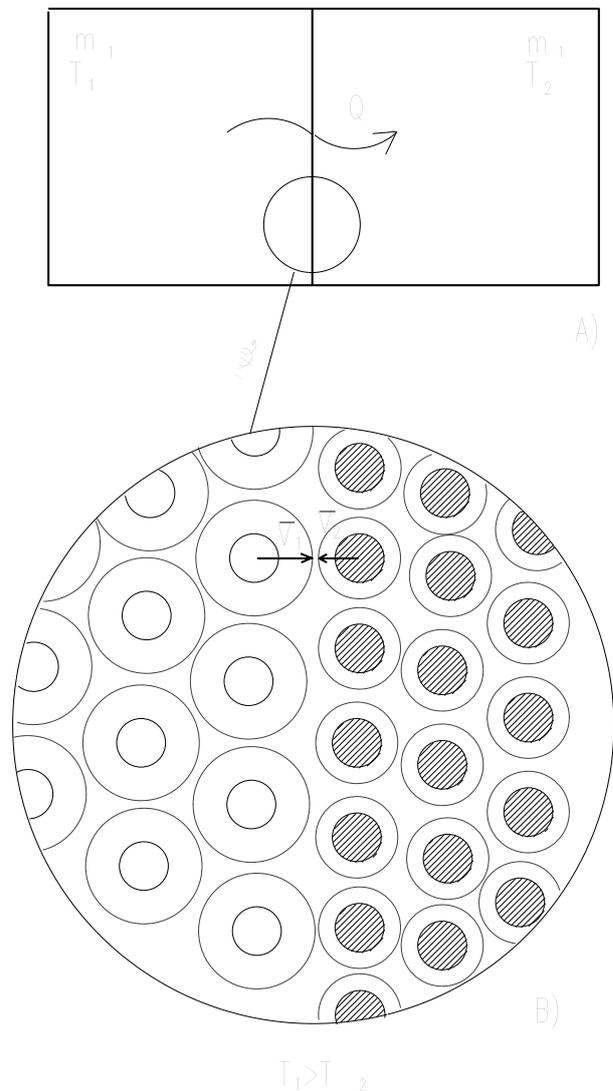
Consideriamo due corpi di masse m_1 e m_2 e calori specifici rispettivamente c_1 e c_2 che si trovano inizialmente a temperature T_1 e T_2 con $T_1>T_2$.

Figura 24

Se li poniamo a contatto come in fig.24 A) si osserva che il corpo 1, a temperatura maggiore, si raffredda mentre l'altro si riscalda.

Questo è comprensibile se si considera la situazione, a livello microscopico, delle due superfici a contatto (fig.24 B).

Gli atomi del corpo 1 sono in oscillazione con energia cinetica maggiore di quelli del corpo 2. Quando gli atomi appartenenti ai due corpi si urtano quelli più veloci cedono energia a quelli più lenti (ricordare gli urti elastici); ciò fa diminuire l'energia cinetica media del corpo 1 e, per la [5], la sua temperatura.

Viceversa gli atomi del corpo 2 aumentano la loro energia e di conseguenza la temperatura del secondo oggetto aumenta.

Osservando la situazione complessiva si può dire che il corpo 1 perde calore mentre il corpo 2 lo assorbe. Questo è riassunto dalla freccia ondulata che rappresenta il flusso di calore Q che passa dal corpo 1 al corpo 2. Tutto ciò però non può durare a lungo in quanto a, forza di perdere energia, la temperatura T_1 del corpo 1 si abbasserà fino a raggiungere un valore, T_e, che in quel momento possiede anche il corpo 2, temperatura che sarà maggiore della

T_2 iniziale a causa del calore ricevuto dal secondo oggetto in questa fase di transizione.

Giunti in questa situazione gli atomi dei due oggetti avranno la stessa energia cinetica media e di conseguenza le velocità negli urti microscopici, che comunque continuano, non saranno più modificate, ne segue che da quel momento le temperature dei due corpi resteranno uguali e costanti. Chiameremo temperatura di equilibrio, T_e , la temperatura finale raggiunta dai due corpi. Si tratta ora di determinare questo valore.

L'equazione [20] ci permette di calcolare quanto calore assorbe (o cede) un corpo quando subisce una transizione tra due stati termici. Possiamo quindi valutare quanto calore è stato perso dal corpo 1 con la formula:

$$Q_1 = c_1 m_1 (T_e - T_1) \qquad [21]$$

che risulta un valore negativo essendo sicuramente $T_1 > T_e$; quindi il calore che esce da un corpo risulta un valore negativo.D'altra parte se scriviamo la formula che determina il calore ricevuto dal corpo 2 otteniamo:

$$Q_2 = c_2 m_2 (T_e - T_2) \qquad [22]$$

che risulta positivo essendo $T_e > T_2$; quindi il calore assorbito risulta sempre positivo.Vista l'ipotesi che i due corpi scambino energia solo tra loro, allora la quantità totale di energia che esce dal sistema deve essere zero:

$$\begin{aligned} &\sum Q = 0 \\ &Q_1 + Q_2 = 0 \\ &c_1 m_1 (T_e - T_1) + c_2 m_2 (T_e - T_2) = 0 \end{aligned} \qquad [23]$$

le equazioni [23] esprimono *il principio di conservazione dell'energia*, l'ultima di esse permette di determinare Te che risulta essere l'unica incognita rispetto ai dati iniziali:

$$\begin{aligned} &c_1 m_1 T_e - c_1 m_1 T_1 + c_2 m_2 T_e - c_2 m_2 T_2 = 0 \\ &(c_1 m_1 + c_2 m_2) T_e = c_1 m_1 T_1 + c_2 m_2 T_2 \end{aligned}$$

$$\boxed{T_e = \frac{c_1 m_1 T_1 + c_2 m_2 T_2}{c_1 m_1 + c_2 m_2}} \qquad [24]$$

L'equazione [24] identifica lo stato finale comune ai due corpi che si ottiene alla conclusione dello scambio termico.

Va rilevato che il tempo necessario perché si verifichi il raggiungimento di T_e non è determinato dalla formula [24] e, di conseguenza, non siamo in grado di prevedere dopo quanto tempo questa temperatura verrà raggiunta. Corpi composti di

materiali diversi impiegheranno tempi diversi per portarsi all'equilibrio pur partendo dalle stesse condizioni energetiche iniziali.

ESEMPIO N.7

Un blocco d'argento di massa 2,5 kg ha una temperatura iniziale di 90°C quando è posto a contatto con un pezzo di piombo di massa 4,0 kg che è ad una temperatura di 20°C. Sapendo che il calore specifico dell'argento misura 236 J/kgK e quello del piombo 128 J/kgK , considerando il sistema termicamente isolato determina la temperatura di equilibrio.

Dati: m_1 = 2,5 kg; m_2= 4,0 kg; T_1= 90°C; T_2= 20°C; c_1 = 236 J/kgK; c_2 = 128 J/kgK.

Per determinare la temperatura di equilibrio si usa la formula [24]:

$$T_e = \frac{c_1 m_1 T_1 + c_2 m_2 T_2}{c_1 m_1 + c_2 m_2} =$$

$$= \frac{236 \cdot 2{,}5 \cdot 90 + 128 \cdot 4{,}0 \cdot 20}{236 \cdot 2{,}5 + 128 \cdot 4{,}0} = 57°C$$

ESEMPIO N.8

Un cubo di ottone di massa 1,0 kg (c_1= 380J/kg°C) ad una temperatura di 100°C, è posto a contatto con un lingotto d'argento (c_2=236 J/kg°C) inizialmente a 20°C. Sapendo che il sistema (termicamente isolato) si porta ad una temperatura di equilibrio di 44°C, determina la massa dell'argento.

Dati: m_1= 1,0 kg; c_1= 380J/kg°C; T_1= 100°C; c_2=236 J/kg°C; T_2= 20 °C; T_e= 44°C.

Dato che il sistema è isolato il calore non ne esce e quindi:

$$Q_1 + Q_2 = 0$$

$$c_1 m_1 T_e - c_1 m_1 T_1 + c_2 m_2 T_e - c_2 m_2 T_2 = 0$$

$$c_2 m_2 (T_e - T_2) = -c_1 m_1 (T_e - T_1)$$

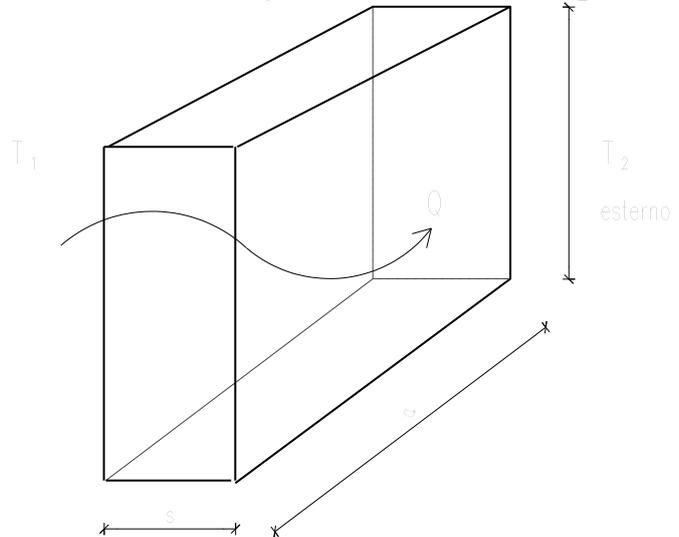
$$m_2 = \frac{c_1 m_1 (T_1 - T_e)}{c_2 (T_e - T_2)} = \frac{380 \cdot 1{,}0 (100 - 44)}{236 (44 - 20)} = 3{,}8 kg$$

5.3) CONDUZIONE

<u>Questo paragrafo è particolarmente importante per comprendere quanto faremo nel resto del corso.</u>

Se si lascia un cucchiaio di metallo appoggiato ad una pentola bollente per un certo tempo, la sua impugnatura diventerà calda. L'energia è trasferita dalla pentola all'impugnatura mediante conduzione lungo tutta l'asta del cucchiaio. Le ampiezze e le velocità delle vibrazioni degli atomi del metallo all'estremità calda dell'asta aumentano a causa dei micro urti con quelli della pentola.

Figura 25

L'aumento della vibrazione è trasmesso lungo l'asta, da atomo a atomo, durante le collisioni tra atomi adiacenti. In questo modo la zona la cui temperatura è in aumento si estende lungo l'asta verso la vostra mano.

Considerate una parete di area **S=a·h** e spessore s le cui superfici interna ed esterna sono mantenute dal contatto con l'aria alle temperature $\mathbf{T_1}$ e $\mathbf{T_2}$ come in fig.10.7, con $T_1>T_2$. Tramite il meccanismo sopra descritto sarà trasferita, attraverso il muro, una quantità di energia pari al calore Q in un dato intervallo di tempo Δt .Sperimentalmente si è trovato che il calore trasmesso vale:

$$\boxed{Q = \lambda \frac{S}{s} \Delta T \Delta t} \qquad [25]$$

chiamata **formula di Fourier**; il parametro λ che vi compare è la **conduttività** (o coefficiente di trasmissione o ***conducibilità*** termica), che è una costante dipendente dal materiale con cui è fatta la parete. Grandi valori di λ definiscono buoni conduttori e viceversa; in tabella 3 sono riportati i valori della conduttività di alcuni materiali.

Tabella n.3

Conducibilità termica di alcuni materiali usati in Edilizia

	W/mK
Rame	390
Cemento Armato	2,3
Malta in Cemento	1,4
Intonaco in Cemento	1,4
Vetro	1
Intonaco in Calce	0,8
Intonaco in Gesso	0,7
Laterizio Forato	**0,43**
Cartongesso	0,21
Argilla Espansa	0,09
Trucioli di Legno	0,05
Vermiculite	0,046
Lana di Roccia	0,04
Polistirolo Espanso	0,03
Mattone Pieno	**0,72**
Malta Bastarda	**0,90**
Calcestruzzo di Perlite	**0,15**

In molti casi interessa conoscere la rapidità con cui una struttura è attraversata dal calore, cioè la potenza. Ricordiamo che la potenza è definita come il rapporto tra il lavoro e il tempo necessario a svolgerlo. Da quanto detto al punto 3) sappiamo che il calore è proprio il lavoro fatto a livello microscopico quindi per la potenza termica o **flusso termico** si ha:

$$\Phi = \frac{Q}{\Delta t} \qquad [26]$$

sostituendo la [25] nella [26] si ottiene:

$$\boxed{\Phi = \frac{Q}{\Delta t} = \frac{\lambda S}{s}\Delta T} \qquad [27]$$

N.B. Nella normativa italiana (che si adegua a quella europea) la conducibilità viene indicata con λ che non va confusa con il λ_d della dilatazione termica.

ESEMPIO N.9

Una parete lunga 6,0 m, alta 3,0 m ha uno spessore di 30 cm ed è costruita con mattoni pieni (λ= 0,50 J/msK). Essa separa un ambiente, mantenuto a 24°C, dall'esterno che ha una temperatura di –5,0°C. Determinare il calore che esce attraverso

la parete in un'ora.

Dati: a = 6,0 m; h = 3,0 m; s = 0,30 m; λ = 0,50 J/msK; T_1 = 24°C; T_2 = -5,0°C; Δt= 1h=3600s.

Il calore che attraversa la parete è determinato dalla [25]:

$$Q = \lambda \frac{S}{s}(T_2 - T_1)\Delta t = 0{,}50\frac{6{,}0 \cdot 3{,}0}{0{,}30}(-5{,}0 - 24)3600 = -3{,}1 \cdot 10^6\, J = -3{,}1 MJ$$

ESEMPIO N. 10

Una porta di quercia (λ= 0,15 J/msK) ha le dimensioni: 1,20m x 2,10m x 0,050m.

Essa separa l'interno di un edificio, che è mantenuto ad una temperatura costante di 20°C, dall'esterno che si trova a 0°C. Determinare la potenza dissipata attraverso la porta.

Dati: a = 1,20 m; h = 2,10 m; s = 0,050 m; λ = 0,1 J/msK; T_1 = 20°C; T_2 = 0°C.

la potenza dissipata si determina con la [27]

$$\Phi = \frac{\lambda S}{s}\Delta T = 0{,}15\frac{1{,}20 \cdot 2{,}10}{0{,}050}(0 - 20) = -1{,}5 \cdot 10^2 W$$

N.B. Nei due esempi i segni meno stanno ad indicare che le grandezze in esame transitano dalla zona calda, l'edificio, verso la zona fredda cioè l'esterno quindi sono quantità perdute per l'edificio che andranno sostituite dall'impianto di riscaldamento.

5.4) CONVEZIONE E IRRAGGIAMENTO.

Oltre alla conduzione di calore vista al punto precedente esistono altri due modi con cui si può trasferire l'energia termica: la convezione e l'irraggiamento; consideriamo ora il primo di questi due meccanismi di trasmissione.

- **CONVEZIONE**

La **convezione** si verifica quando la propagazione del calore è accompagnata dal trasporto di materia. Il fenomeno è quindi possibile solo nei fluidi[9] e si origina a causa delle correnti convettive, prodotte dalle differenze di densità, che si verificano nel fluido per effetto di variazioni di temperatura locali. Questo movimento di materia si può mettere sperimentalmente in evidenza riscaldando un liquido avente in sospensione alcune gocce d'inchiostro. Il fenomeno è in generale molto complesso e

[9] I fluidi comprendono i liquidi e i gas.

non ha ancora un equazione che lo descriva in modo completo.

Per un semplice caso, però, è possibile scrivere una formula che dà un valore approssimato del calore trasferito per convezione. Questo caso è costituito dallo scambio termico che avviene tra un solido e un fluido in quiete, la formula è:

$$\boxed{Q = h \cdot S \cdot (T_S - T_F)\Delta t} \qquad [28]$$

dove S è la superficie del solido a contatto con il fluido, T_S è la temperatura del solido, T_F è la temperatura del fluido, Δt è l'intervallo di tempo di durata del contatto e **h** è il **coefficiente di scambio termico superficiale o liminare** che dipende sia dal fluido sia dal solido.

ESEMPIO N.11

Una piastra piana verticale è mantenuta alla temperatura di 10°C essa è a contatto con l'aria con una delle due facce. Determinare la potenza termica scambiata con l'aria che ha una temperatura di 30°C. Le dimensioni della piastra sono 0,50 m x 0,50 m , il coefficiente liminare vale 3,8 W/m^{2}K.

Dati: T_S= 10°C; T_F= 30°C; S=0,50x0,50=0,25 m^2; h= 3,8 W/m^{2}K.

Dalla [28] si ricava che la potenza vale:

$$\Phi = \frac{Q}{\Delta t} = h \cdot S(T_F - T_S) = 3{,}8 \cdot 0{,}25(10 - 30) = -19W$$

Questa potenza è perduta dall'aria a favore della piastra.

- **IRRAGGIAMENTO**

Il trasferimento di energia per **irraggiamento** avviene sotto forma di onde elettromagnetiche (ad esempio la luce) le cui componenti importanti per l'effetto termico sono generalmente chiamate radiazioni termiche o infrarosse.

Si tratta di un modello complesso che non si può affrontare a questo livello del corso. Ne diamo solo alcuni cenni in quanto lo si ritrova in molte situazioni pratiche. Ad esempio tutti sapete che il sole trasmette calore anche attraverso il vuoto che lo separa dalla terra, questo significa che l'irraggiamento non necessita di materiale di supporto come la convezione e la conduzione.

Più in generale si può verificare sperimentalmente che tra due corpi che non si toccano vi è un trasferimento di energia da quello a temperatura maggiore verso quello a temperatura minore. Consideriamo ora un corpo che si trovi nel vuoto, qualunque sia la sua temperatura esso emette radiazioni la cui energia dipende soprattutto dalla temperatura e dalla natura chimica del corpo stesso. Sperimentalmente si è trovato che la potenza emessa vale:

$$\boxed{\Phi = \sigma \cdot \varepsilon \cdot S(T)^4} \qquad [29]$$

Materiale	ε
nero fumo	0,97
vernici nere	0,98
carbonio	0,92
ossido di rame annerito	0,90
ferro	0,40
rame	0,30
ossido di zinco (bianco)	0,15
alluminio	0,10
argento	0,05

Tab. 4 – *Coefficienti di assorbimento e di emissione di alcuni materiali*

dove T è la temperatura in Kelvin dell'oggetto, S è la sua superficie esterna, ε rappresenta un coefficiente compreso tra 0 e 1 chiamato coefficiente di emissione o **emissività** (ed è uguale al coefficiente di assorbimento) e dipende dalle caratteristiche fisico-chimiche dell'oggetto e, infine, σ è una costante universale, chiamata di **Stefan-Boltzmann**, e vale $5{,}6703.10^{-8}$ W/m^2K^4.

ESEMPIO N.12

Nell'ipotesi che il sole emetta energia come un corpo nero (ε=1), calcolare la potenza irradiata dall'unità di superficie, nota la temperatura superficiale del Sole pari a 5727°C.

Dati: σ= $5{,}67.10^{-8}W/m^2K^4$; ε=1; T = 5727°C.

La potenza per unità di superficie si ottiene dalla [29] inserendo la trasformazione da °C a K:

$$\frac{\Phi}{S} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T+273)^4 = 5{,}67 \cdot 10^{-8}(5727+273)^4 = 7{,}35 \cdot 10^7 W/m^2 = 73{,}5 MW/m^2$$

Questo valore di potenza di un metro quadrato di superficie solare corrisponde a quello di una centrale elettrica di grandi dimensioni.

MODULO 3

EDIFICI A BASSO CONSUMO ENERGETICO

PREMESSA

Nel primo modulo sono state analizzate le varie modalità con le quali viene prodotta l'energia utilizzata per mantenere il livello di comfort che siamo abituati a considerare indispensabile. Ognuna di queste fonti energetiche ha dei pregi e degli inconvenienti: alcune sono relativamente poco costose ma fortemente inquinanti, altre possono essere utilizzate solamente in alcuni siti geografici, altre ancora dipendono fortemente dal clima e dai forti costi degli impianti.

E' immediato capire che un tecnico ambientale non è delegato a fare le grandi scelte relative alle politiche energetiche nazionali e, pertanto, approfondiremo in questa parte del corso un aspetto che invece è oggetto significativo del lavoro di un diplomato di questa scuola: le modalità di valutazione ambientale degli edifici dal punto di vista termico.

Centreremo la nostra analisi sugli interventi e le tipologie residenziali caratteristiche della fascia climatica corrispondente alla pianura padana che comprende la zona in cui viviamo e, in prospettiva, in cui dovrete operare.

La prima cosa che si nota riguarda le possibili fonti alternative ai combustibili fossili che possono essere utilizzate efficacemente in quest'area geografica: sostanzialmente si limitano al solare termico e al fotovoltaico perché tutte le altre non trovano collocazione a causa dell'alta densità abitativa della zona in esame.

Da un punto di vista economico gli impianti a pannelli dei due tipi sopraindicati sono più costosi degli impianti termici a metano e/o a gasolio che attualmente sono utilizzati per il riscaldamento e per l'ACS, impianti che comunque devono rimanere per integrare le produzioni di energia durante le ore in cui l'irraggiamento solare non riesce a coprire le richieste d'uso.

Questo costo aggiuntivo è in parte compensato dall'attuale politica energetica portata avanti dagli ultimi governi (2013) che incentiva la costruzione di impianti solari con forti sgravi fiscali.

La scelta solare sarebbe comunque poco conveniente se la presenza di questi impianti non abbattesse in modo rilevante (anche del 60%) i costi per i combustibili usuali compensando così nel tempo il maggiore costo iniziale.

L’effetto più significativo di questa scelta, però, è la forte riduzione dell’inquinamento atmosferico derivante dal minor uso dei combustibili fossili.

Sulle modalità di progettazione di detti impianti torneremo più avanti durante il corso. A questo punto analizzeremo in modo approfondito i metodi passivi di risparmio energetico legati alle modalità di costruzione dei fabbricati stessi, analizzeremo le modalità di realizzazione delle case a basso consumo energetico.

1) I PRINCIPI DI BASE DELLA BIOEDILIZIA

Principio fondamentale su cui si fonda la progettazione sostenibile è *l’integrazione fra i caratteri morfo-tipologici dell’edificio e gli aspetti costruttivo-ambientali in cui è inserito*; questo concetto così elementare risulta molto debolmente utilizzato nella progettazione architettonica contemporanea. Fortunatamente, negli ultimi anni, la bioedilizia ha assunto un’importanza sempre maggiore per le nuove leve di progettisti. Analizziamo uno alla volta i vari aspetti da tenere presenti in questa nuova maniera di progettare.

1.1) IL CLIMA

Per una corretta analisi del contesto bioclimatico all’interno del quale si inserisce la progettazione, è necessario tenere in considerazione i seguenti fattori che hanno una diretta influenza sulla morfologia e sulle tecnologie costruttive:

- Temperatura: valori medi stagionali, oscillazione
- Umidità
- Radiazione solare locale e orientamento della costruzione
- Vento: direzione, velocità e frequenza

1.2) IL BILANCIO TERMICO

Al fine di determinare il bilancio termico dell’edificio e il relativo fabbisogno energetico, occorre considerare le perdite e i guadagni.

Le perdite sono dovute a:

- Trasmissione termica dell’involucro
- Ventilazione
- Produzione di acqua calda sanitaria (ACS)
- Accumulo di energia

- Perdite tecniche.

I guadagni sono dovuti a:

- Guadagni interni
- Apporti solari passivi
- Sistemi solari attivi
- Energia accumulata
- Energia comprata.

1.3) L'ORRIENTAMENTO

Lo studio delle caratteristiche ambientali ed energetiche del luogo dove si andrà a costruire è fondamentale per la corretta edificazione di un edificio che consenta di massimizzare l'esposizione solare invernale e controllare quella estiva.

Per avere un'idea relativa al corretto posizionamento dei locali di un appartamento rispetto all'orientamento si utilizza, ad esempio, la tabella 5 che raccoglie in maniera semplificata l'esposizione consigliata in relazione alla destinazione d'uso dei locali stessi.

Tabella 5 – Orientamento accettabile per i vari locali di un appartamento.

	N	NE	E	SE	S	SO	O	NO
camere da letto		x	x	x	x	x		
soggiorno				x	x	x	x	
pranzo			x	x	x	x	x	
cucina		x	x					x
lavanderia	x	x						x
ambienti pluriuso				x	x	x	x	
bagni	x	x						x
ripostiglio	x	x						x
terrazze			x	x	x	x	x	
corpi scala	x	x						x

E' utile suddividere l'edificio in zone climatiche distinte. I locali che si vogliono più caldi e illuminati devono essere orientati a sud ed avere grandi finestre, mentre i locali che non necessitano di grande apporto di calore possono essere posizionati sul lato settentrionale dell'edificio.

Attraverso l'orientamento in direzione est-ovest della casa, la bioedilizia cerca di favorire lo sfruttamento passivo dell'energia solare, senza l'intervento di sistemi meccanici di trasformazione dell'energia ma utilizzando l'effetto dei raggi solari come fonte gratuita diretta di energia e di utilizzare le radiazioni solari in termini di illuminazione dei locali. In generale una rotazione di un massimo di 15° dell'edificio rispetto all'asse sopraindicato non comporta sensibili riduzioni nel guadagno termico.

Questo significa lasciar entrare la radiazione solare durante l'inverno ed escluderla durante l'estate. Durante le ore di luce, l'energia termica viene accumulata nella massa termica del pavimento, del soffitto e dei muri. L'energia immagazzinata nella massa termica continuerà ad irradiarsi nello spazio interno anche dopo il tramonto.

Ne consegue che:

- È consigliabile che le parti vetrate della casa siano disposte prevalentemente a sud;
- Il lato nord, che costituisce un elemento di dispersione termica, deve essere ben coibentato (isolato termicamente) e avere il più piccolo numero di aperture possibile
- Le finestre a sud devono avere uno sviluppo prevalentemente verticale, mentre quelle ad est e ovest uno sviluppo orizzontale
- Le finestre ad ovest possono essere protette con schermature per impedire l'ingresso delle radiazioni solari estive nelle ore più calde.

Figura 26- Analemma solare

Conoscere la corretta esposizione ai raggi solari (figura 26), la prevalente direzione dei venti e delle correnti d'aria e l'andamento delle precipitazioni permette di prevedere le variabili a cui l'edificio sarà sottoposto nel corso dell'anno.

Allo studio dell'orientamento dell'edificio, in relazione all'evoluzione del sole nell'arco della giornata, è necessario affiancare l'analisi dell'ombreggiatura da parte di altri edifici ed elementi paesaggistici (alberi, colline…) nonché la verifica delle ombre prodotte dall'edificio stesso.

1.4) LA MORFOLOGIA

La scelta della forma da dare all'edificio è condizionata da molteplici aspetti primo tra tutti dalla forma del lotto di terreno fabbricabile di cui si dispone, seguito dalle esigenze d'uso dei suoi abitanti e dalle scelte architettoniche del progettista. Per quanto concerne i fattori termici le analisi eseguite su tipologie diverse di edifici di diverso rapporto lunghezza/larghezza hanno portato alla conclusione che la forma ottimale è quella allungata lungo l'asse est-ovest. Ovviamente spesso troverete che questa disposizione

non è rispettata. Di seguito elenchiamo alcuni accorgimenti riguardanti la composizione architettonica che, se utilizzati in tutto o in parte, miglioreranno il rendimento termico della costruzione:

- Il lato nord dell'edificio è quello più freddo quindi, quando è possibile, è meglio addossare l'edificio a terreni in pendenza verso sud;
- Un tetto inclinato verso nord con un angolo pari all'altezza del sole a mezzogiorno nei mesi invernali riduce notevolmente l'ombra proiettata;
- L'ingresso esterno, orientato fuori dai venti dominanti, va dotato di due porte, una che si apre verso l'esterno e una verso l'interno;
- Costruire un lato sud più alto rispetto al lato opposto dell'edificio permette di avere un maggior numero di locali esposti ai raggi solari invernali.

2) LA PROGETTAZIONE BIOCLIMATICA

Come abbiamo già accennato l'edilizia è uno dei settori che inquina maggiormente poiché gran parte delle emissioni dei gas inquinanti e in particolar modo di CO_2 proviene proprio dagli impianti di climatizzazione e di riscaldamento degli edifici pubblici e privati.

La climatizzazione estiva ha preso piede in modo notevole in Italia negli ultimi dieci anni anche a livello di singole famiglie; questi impianti, di cui non parleremo in modo esteso, presentano notevoli effetti sull'impatto ambientale. Le modalità di progettazione di cui parliamo nel seguito sono mirate al miglioramento del funzionamento invernale dell'edificio, ma portano a riduzioni anche nell'uso degli impianti di raffrescamento.

2.1) SISTEMA A GUADAGNO DIRETTO

Il sistema a guadagno diretto è il più semplice per sfruttare gli apporti gratuiti dell'irraggiamento in un edificio passivo solare e si ottiene isolando sufficientemente l'involucro e dotandolo di ampie finestre rivolte a sud che favoriscono la trasmissione della radiazione solare invernale, incidente con bassa angolazione.

In estate, l'elevata altezza del sole riduce l'insolazione trasmessa che può anche essere esclusa completamente con un aggetto. È necessaria la progettazione di superfici ad elevata massa termica per non disperdere il calore accumulato sotto forma di radiazione solare durante il giorno e rilasciarlo durante la notte.

Il sistema a guadagno diretto sfrutta la geometria solare anche per impedire l'ingresso della radiazione solare all'interno dell'edificio nei mesi in cui si vuole perseguire il

raffrescamento come obiettivo primario. Va ricordato che le ampie superfici vetrate non consentono soltanto l'ingresso di una elevata quantità di energia solare diretta per il riscaldamento, ma permettono un buon standard di illuminazione naturale.

2.2 IL RAFFRESCAMENTO PASSIVO

Come già accennato, i sistemi di climatizzazione estiva degli edifici hanno conosciuto una grande diffusione con conseguenti aumenti del fabbisogno energetico degli edifici. Le norme UNI TS 11300-3, pubblicate nel 2009 e successive varianti, hanno introdotto il calcolo del fabbisogno energetico per la climatizzazione estiva ai fini della certificazione energetica degli edifici. Ne consegue che la crescita della sensibilità nei confronti delle problematiche ambientali, economiche, di salute legate agli elevati consumi elettrici (ricordarsi come funzionano le centrali elettriche) rende di grande importanza l'applicazione di sistemi di raffreddamento passivi (cioè che non hanno bisogno di elettricità o altra forma di energia per agire).

Figura 27- esempio di sfasamento delle curve di temperatura di una parete

I principi su cui si basa il controllo passivo del surriscal-damento degli edifici sono:

- Proteggere l'edificio dallo eccessivo irraggiamento solare estivo con l'ausilio di schermature solari (mobili o no), pareti ventilate o aggetti
- Controllare lo sfasamento delle curve della temperatura dei componenti dello involucro progettando correttamente l'inerzia termica delle pareti esposte all'irraggiamento
- Adottare sistemi naturali di raffrescamento per ventilazione che migliorino il bilancio termico dell'edificio aumentando gli scambi convettivi con correnti d'aria generate da fenomeni naturali come l'azione del vento e l'effetto camino.

2.3 INERZIA TERMICA DELL'EDIFICIO

La valutazione della dispersione termica (***trasmittanza*** **U** da non confondere con

l'analogo simbolo usato per l'energia interna precedentemente) dell'involucro di un edificio si esegue in **condizioni stazionarie**, cioè ipotizzando che le temperature interne ed esterne siano costanti nell'arco della giornata. Al contrario, tra notte e giorno, le temperature variano con leggi approssimativamente sinusoidali (fig.27) introducendo parametri diversi da quelli ipotizzati in regime stazionario. Ne consegue che il calcolo della trasmittanza non è sufficiente per definire i parametri di comfort dell'edificio. Infatti la parete genera uno smorzamento della temperatura, definito come rapporto adimensionale tra l'ampiezza dell'onda esterna e quella interna:

$$Smorzamento = \frac{\Delta T_e}{\Delta T_i}$$

in cui il significato dei simboli è indicato in fig.27.

L'azione combinata dello smorzamento e dello sfasamento che la parete garantisce genera un'attenuazione ed un ritardo delle condizioni termiche esterne. Uno sfasamento di 12 ore consente un miglioramento delle condizioni interne perché apporta calore quando, all'interno, la temperatura scende, oppure, in estate, porta la frescura notturna all'interno nelle ore diurne, mitigando la temperatura.

3) IL FABBISOGNO ENERGETICO

Nei paragrafi precedenti abbiamo visto i concetti generali che, in fase di progetto, si dovrebbero seguire per ottenere il massimo risultato in termini di risparmio energetico. È evidente che molto spesso non vengono rispettati né nei nuovi edifici né in quelli esistenti e pertanto sarete chiamati a valutare l'effettivo stato di un edificio. Entriamo ora più in dettaglio descrivendo gli elementi che si devono valutare per procedere alla classificazione energetica di un edificio nuovo o esistente.

3.1) IL RISCALDAMENTO

Il fabbisogno annuale di energia primaria per il riscaldamento di un ambiente è dato dalla sommatoria del fabbisogno di energia primaria dell'impianto di climatizzazione calcolato su base giornaliera per mantenere gli ambienti riscaldati alla temperatura di progetto, in regime di attivazione continuo. Il fabbisogno energetico è determinato, per ogni singola unità immobiliare, dai seguenti fattori:

- Le dimensioni
- L'ubicazione geografica
- L'esposizione
- La tipologia costruttiva dello stabile

- La tipologia dei serramenti
- Il piano (piano terra e ultimo piano differiscono in modo sensibile dai piani intermedi)

Il calcolo di dimensionamento si fonda sulle seguenti ipotesi:

- Le unità immobiliari sono riscaldate alla temperatura di regime di **20°C**
- Le temperature esterne di progetto sono indicate in **gradi giorno** definiti nel D.P.R. 412/1993
- Si identificano le stratigrafie dell'involucro opaco
- Si inseriscono i dati dei serramenti.

Indipendentemente dal fabbisogno energetico per il riscaldamento, il fattore che determina il dimensionamento della caldaia è la produzione di ACS; infatti, per assicurare la produzione istantanea di acqua calda di circa 10 L/min in richiesta continua, sufficienti per dare alimentazione ad una doccia e contemporaneamente ad un lavabo, la caldaia risulta sovradimensionata per le necessità di riscaldamento.

3.2) RISCALDAMENTO AUTONOMO

Esistono varie tipologie di impianti di riscaldamento i principali dei quali sono quelli di tipo centralizzato, cioè un unico impianto che fornisce energia termica alle varie unità immobiliari appartenenti allo stesso stabile, e quello di tipo autonomo in cui ogni unità immobiliare è dotata di un impianto completo di caldaia che fornisce energia solo ai suoi ambienti.

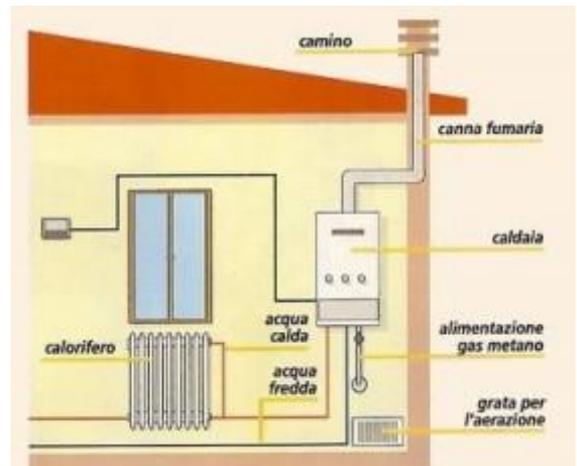



Figura 28 – schema di parte di un impianto termico autonomo

Attualmente c'è la tendenza ad utilizzare prevalentemente impianti autonomi che permettono una gestione economica per singole unità immobiliari evitando i problemi che molto spesso sorgono a livello condominiale nei palazzi con impianto di riscaldamento centralizzato. Per questo motivo ci limiteremo ad approfondire le modalità di progettazione di impianti autonomi.

Un impianto autonomo è costituito dai seguenti elementi:

- Un generatore di calore (per riscaldamento e ACS), completo di pompa di circolazione, organi di controllo e accessori, o murale o a terra

- Rete di distribuzione del fluido termovettore
- Sistemi di regolazione con elementi termostatici locali come previsto dagli artt. 7 e 8 del D.P.R. 412/1993 per le nuove costruzioni e le ristrutturazioni
- Terminali scaldanti.

Gli impianti termici autonomi in edifici antecedenti al 1974 con caldaia a gas metano sovradimensionata per riscaldamento e ACS privi di coibentazione delle tubazioni di distribuzione, termoregolazione locale per locale, presentano rendimenti molto bassi e costi notevoli di gestione oltre a inquinare molto di più di quelli in costruzione; questo consiglia la sua sostituzione che, attualmente, è agevolata dai contributi dello Stato.

L'impianto autonomo presenta i seguenti vantaggi:

- Gestione autonoma
- Pagamento diretto e posticipato all'ente gestore del combustibile
- Utilizzo di gas metano (che, come ricordiamo, è un combustibile a basse emissioni)
- Facilità di utilizzo da parte dell'utente
- Eventuali danni non coinvolgono un intero condominio
- Diffusione di centri di assistenza e rivendita ricambi
- Riscaldamento e produzione di ACS con un unico generatore
- Ridotta manutenzione
- Assenze di perdite per distribuzione, in quanto il calore disperso dalle tubazioni viene recuperato all'interno dell'edificio.

Presenta invece i seguenti svantaggi:

- Bassi livelli di sicurezza perché, spesso, l'impianto non è a norma o non vengono fatti i controlli periodici di legge
- Carenza di manutenzione anche se è resa obbligatoria dal D.P.R 412/1993
- Ingombro all'interno dell'appartamento per l'ubicazione della caldaia murale
- Possibilità di usare solo il gas metano che non è presente in tutte le località
- Limitazione nella produzione di ACS

3.3) CALCOLO DELL'ENERGIA PRIMARIA

Una volta determinati i consumi energetici per ciascun impianto (climatizzazione invernale ed eventualmente estiva, ACS) è necessario, per il calcolo dell'effettiva energia primaria per il loro funzionamento determinare, le perdite in base all'efficienza stessa di detti impianti.

Il rendimento di trasformazione dell'energia è dato dal rapporto tra il fabbisogno energetico per garantire il comfort in condizioni standard e l'energia primaria effettivamente impiegata per il funzionamento degli impianti.

Impianti più efficienti abbassano il fabbisogno di energia primaria e pertanto riducono il consumo di combustibili fossili e il conseguente apporto inquinante.

Per il calcolo dei rendimenti (e delle perdite) gli impianti si considerano formati da sottosistemi con rendimenti (e perdite) propri che poi andranno sommati.

Con ciò abbiamo un quadro descrittivo degli elementi che vanno considerati in un'analisi tecnica che porti alla certificazione energetica di un edificio.

MODULO 4

DISPERSIONE TERMICA NEGLI EDIFICI

Nei moduli precedenti si è evidenziato il fatto che gli involucri edilizi scambiano calore attraverso le pareti che separano gli ambienti riscaldati (o raffreddati) tramite impianti di condizionamento invernale o estivo dall'esterno. Per poter eseguire il bilancio termico e la conseguente necessità di energia primaria dobbiamo costruire dei modelli fisico-tecnici che ci portino a tali valori. Questo modulo utilizzerà gli argomenti ricordati nel modulo 2 integrandoli con quanto prevede la normativa tecnica italiana.

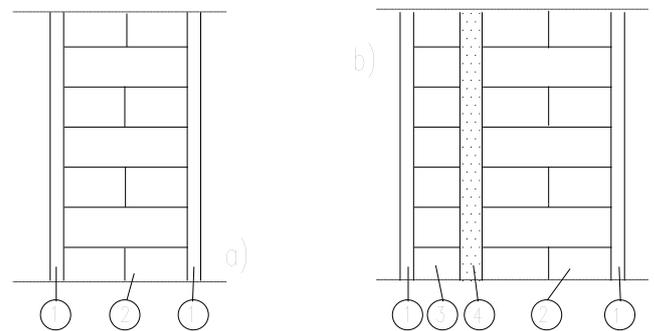



Figura 29

1) RESISTENZA TERMICA

La formula di Fourier [25] permette di determinare il calore che attraversa una parete omogenea[10]. In generale le pareti delle abitazioni sono formate da più strati di materiali diversi: nel caso più semplice (fig.29a) da uno strato di mattoni ricoperto sulle due facce da intonaco e nei casi più complessi come, ad esempio, quello indicato in fig.29 b) si hanno in successione intonaco – mattoni – polistirolo – mattoni – intonaco.

[10] Omogenea: significa composta di un solo materiale.

Da uno sguardo alla tabella 3 risulta che i coefficienti di trasmissione λ dei vari materiali sono diversi, ne segue che, da sola, la formula [25] non permette di determinare il calore che attraversa la muratura.

Vediamo come si può studiare una parete di questo tipo. Possiamo utilizzare la formula [27] della legge di Fourier esplicitata rispetto al salto di temperatura ottenendo:

$$\Delta T = \frac{s}{\lambda S}\Phi \qquad [30]$$

Figura 30

Definiamo **resistenza termica** la quantità:

$$R = \frac{s}{\lambda} \qquad [31]$$

la cui unità di misura risulta: $R \Rightarrow \left[\frac{m^2K}{W}\right]$

La [30] diventa allora:

$$\boxed{\Delta T = R\Phi / S} \qquad [32]$$

Per semplicità consideriamo anziché le pareti rappresentate in fig.29 una parete composta da soli due strati come indicato in fig.30. Come è evidenziato le temperature delle superfici esterne alla parete saranno a sinistra T_1 mentre a destra T_3 con $T_1 > T_3$. La superficie di separazione tra i due materiali, A e B, si trova ad una temperatura intermedia T_2, tale che $T_1 > T_2 > T_3$.

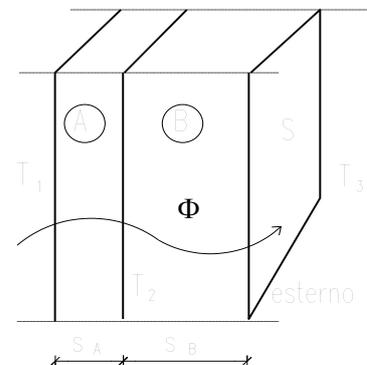
La formula [32] scritta per lo strato di materiale A è:

$$T_2 - T_1 = R_A\Phi / S \qquad [33]$$

dove $\mathbf{\Phi}$ è la potenza che attraversa tutta la parete e R_A è la resistenza termica dello strato A che vale:

$$R_A = \frac{s_A}{\lambda_A}$$

analogamente per lo strato B otteniamo:

$$T_3 - T_2 = R_B\Phi / S \qquad [34]$$

con $$R_B = \frac{s_B}{\lambda_B}$$

sommando a membro a membro la [33] alla [34] si ha:

$$T_2 - T_1 + T_3 - T_2 = R_A \Phi / S + R_B \Phi / S$$
$$T_3 - T_1 = (R_A + R_B)\Phi / S$$

$$\boxed{\Delta T_{Par} = R_{Par} \Phi / S} \qquad [35]$$

dove si è indicato con ΔT_{par} il salto di temperatura tra la superficie esterna e quella interna dell'ambiente cui appartiene la muratura e con R_{par} la resistenza totale della parete composta dai due strati.

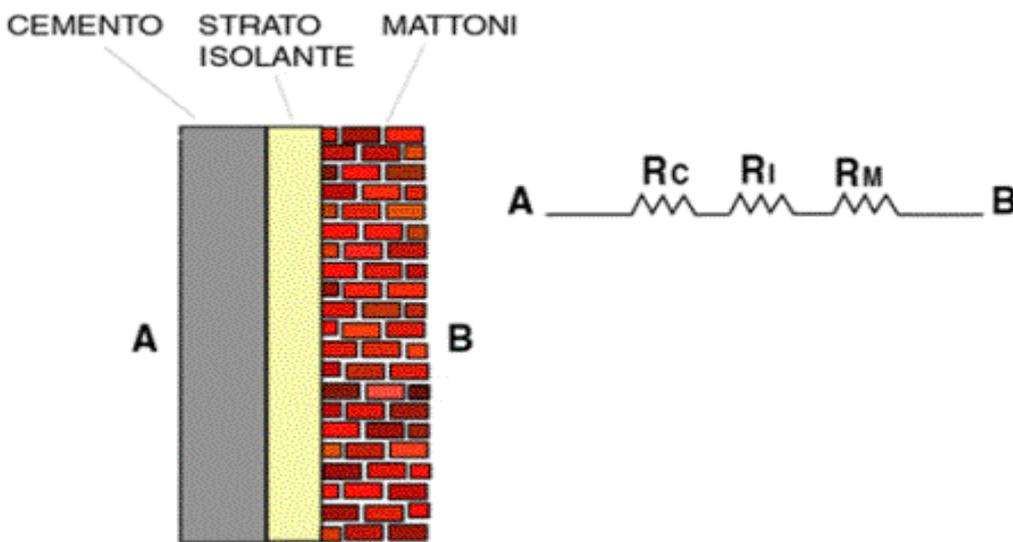



Figura 31 – Parete a tre strati, a fianco è indicata l'analogia con le resistenze elettriche in serie

Il risultato importante, ottenuto con la [35], è che la resistenza totale di una parete multistrato si può ottenere sommando tra loro le resistenze termiche dei singoli strati collegati in **serie**[11] qualunque sia il numero degli strati.

Si definisce **resistenza totale** (o resistenza equivalente) di una parete formata da **n** strati la quantità:

$$\boxed{R_{Par} = \sum_{i=1}^{n} R_i} \qquad [36]$$

dove R_i è calcolato per ogni strato con la [31].

[11] Per collegamento in serie si intende strati di materiali diversi posti uno di seguito all'altro in analogia alle resistenze elettriche in serie che sono collegate in quel modo.

Tabella 6 – conducibilità termiche di alcuni materiali

conduttività termica e materiali

λ (W/mK)	
400,00	rame (380) alluminio (290)
200,00	acciaio (52)
1,00	pietre naturali (2,00 - 3,50)
0,90	cls di sabbia e ghiaia (0,70 - 1,91)
0,80	laterocemento (0,80)
0,70	intonaci (0,35 - 0,90)
0,60	impermeabilizzazioni (0,20 - 1,40)
0,50	laterizio (0,25-0,90)
0,40	cls di argilla espansa (0,16 - 0,75)
0,30	calcestruzzo cellulare (0,15 - 0,25)
0,20	legno (0,12 - 0,22)
0,10	
0,05	polistirolo espanso (0,054) lana di vetro (0,040 - 0,043)
0,01	lana di roccia (0,039 - 0,042)

Nelle formule precedenti abbiamo sempre fatto l'ipotesi implicita che la temperatura, ad esempio della parete interna, fosse quella della stanza; nella realtà basta toccare la superficie di una parete a contatto con l'esterno per accorgersi che è più fredda dell'ambiente[12]. Il motivo risiede nel fatto che la temperatura dell'ambiente è quella dell'aria che è un fluido e, quindi, lo scambio termico con la superficie del muro avviene per convezione. Si ha un fenomeno convettivo sia sul lato interno sia su quello esterno della parete. L'aria vicino alla parete si comporta come uno strato aggiuntivo di cui possiamo determinare la resistenza. Dalla formula [28] che descrive la convezione si può ricavare la potenza:

$$\Phi = \frac{Q}{\Delta t} = h \cdot S \cdot \Delta T$$

e riscriverla nella forma

$$\Delta T = \frac{1}{h \cdot S}\Phi \qquad [39]$$

[12] Questo fatto si accentua notevolmente con pareti sottili come sono, ad esempio, i vetri toccando i quali si sente chiaramente che sono ad una temperatura più bassa di quella dell'ambiente.

per ottenere un'equazione analoga alla [32]; infatti, basta chiamare resistenza termica convettiva la quantità:

$$R = \frac{1}{h} \left[\frac{\mathrm{m}^2 K}{\mathrm{W}} \right] \qquad [40]$$

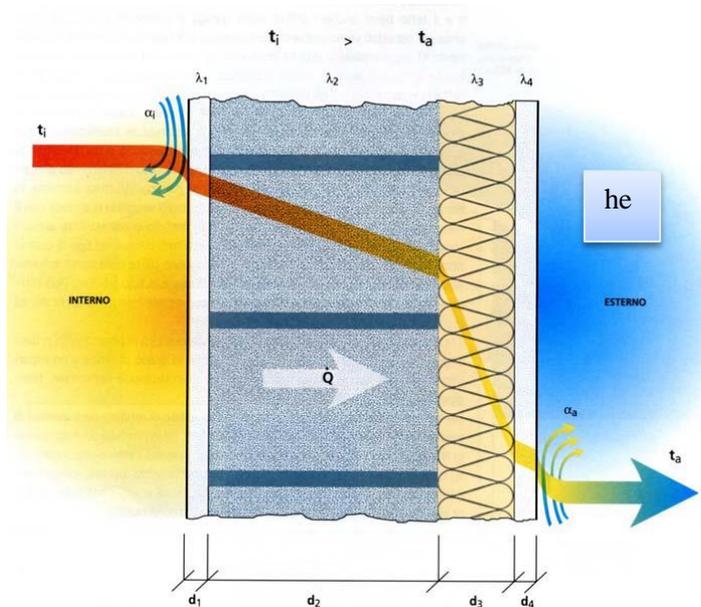



Figura 31 B) – Schema della trasmissione di calore completo di convezione sulle superfici

Ne segue che lo scambio termico completo della parete può ancora essere calcolato con la formula

$$\Delta T_{Par} = R_{Par} \Phi / S \qquad [35]$$

a condizione che la resistenza totale della parete sia determinata sommando, alle resistenze dei singoli strati anche i valori delle resistenze convettive interna ed esterna.

La normativa fissa i valori dei **coefficienti di conduttività h (N.B. nella normativa vengono chiamati coefficienti liminari)** da introdurre nella [40] caso per caso. I valori utilizzati correntemente sono (in funzione della direzione di trasmissione del calore):

coef. liminare	orizzontale	ascendente	discendente
	W/m^2K	W/m^2K	W/m^2K
interno	7.7	10	5.9
esterno	25	25	25

2) COEFFICIENTE GLOBALE DI TRASMISSIONE : TRASMITTANZA

Da un punto di vista tecnico è conveniente determinare un coefficiente unico, per ogni tipologia di struttura multistrato, che sia indipendente dalla superficie della stessa, come la resistenza R.

Per ricavarlo utilizziamo ancora lo schema di parete indicato in fig. 30 inserendo nel calcolo della resistenza totale anche gli effetti della convezione.

La [36] diventa allora:

$$R = R_i + R_A + R_B + R_e = \\ = (\frac{1}{h_i} + \frac{s_A}{\lambda_A} + \frac{s_B}{\lambda_B} + \frac{1}{h_e}) = \qquad [41]$$

La quantità tra parentesi è la resistenza R di tutta la parete compreso l'effetto della convezione. La [32] permette di determinare la potenza trasmessa nel seguente modo:

$$\Phi = \frac{1}{R} S\Delta T \qquad [42]$$

Si definisce **coefficiente globale di trasmissione** o **TRASMITTANZA** la quantità:

$$\boxed{U = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{s_A}{\lambda_A} + \frac{s_B}{\lambda_B} + ... + \frac{1}{h_e}}} \qquad [43]$$

che si misura in $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$; la [42] prende la forma finale:

$$\boxed{\Phi = U \cdot S \cdot \Delta T} \qquad [44]$$

che vale per qualsiasi struttura.

3) MATERIALI ISOLANTI E METODO DI CALCOLO DELLA TRASMITTANZA U PER STRUTTURE ELEMENTARI.

Come abbiamo discusso al punto precedente risulta che, per qualsiasi parete, è sempre presente l'effetto convettivo; esso è reso concreto dai due termini contenenti la conduttività **h** interna ed esterna presenti nella formula [43] del coefficiente globale di trasmissione.

La resistenza termica dell'aria alla ***conduzione*** è molto grande in confronto a quella dei materiali solidi, quindi l'aria è un ottimo isolante. Però, l'efficienza di una gran quantità d'aria – come quella racchiusa all'interno di una doppia finestra – è molto ridotta dalla ***convezione***. Non appena c'è una differenza di temperatura tra diverse regioni dello spazio occupato dall'aria le correnti convettive tendono ad uniformare la temperatura e la resistenza termica dell'aria si riduce ai valori determinabili con la [40]. Lo spessore ottimale d'aria è di $1 \div 2$ cm; spessori maggiori riducono di fatto la resistenza di una doppia finestra a causa della convezione. Questo spiega perché le finestre fabbricate negli ultimi decenni sono tutte munite di vetri doppi che hanno le parti, interna ed esterna che distano proprio da uno a due centimetri. Le doppie finestre, una volta molto in uso, ora sono utilizzate solo per zone in cui c'è un forte inquinamento acustico.

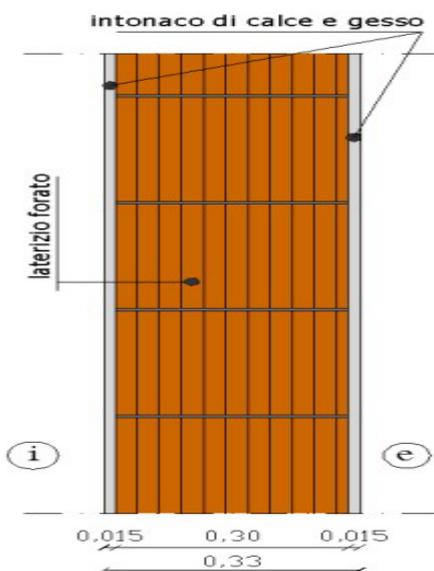
E' possibile utilizzare le proprietà isolanti dell'aria se essa può essere intrappolata in piccole sacche separate l'una dall'altra, così che non possa esservi la

convezione. Per esempio, il piumino d'oca (e i suoi derivati sintetici) è un buon isolante perché si gonfia intrappolando l'aria tra le piume e, non potendo circolare, non si può innescare la convezione che trasporterebbe il calore perduto dal corpo all'esterno del giaccone. Un esempio di materiale da costruzione che sfrutta questo fatto è il polistirolo espanso, esso ha una struttura cellulare con piccole sacche d'aria separate dalle pareti delle celle, anch'esse cattive conduttrici di calore. Altri tipi di materiale che sfruttano questo principio sono i pannelli di lana di vetro e di lana di roccia, la vermiculite e i conglomerati di cemento leggero fatti con la pomice (vedi tab.3 e 6 per i bassi valori di conducibilità di questi materiali).

Ne segue che piccoli spessori di questi materiali inseriti all'interno di pavimenti o murature garantiscono un'alta resistenza termica per raggiungere la quale sarebbe necessario usare spessori molto grandi di elementi strutturali.
Vedremo ora, tramite il calcolo di alcune trasmittanze di semplici tipologie di strutture, come conviene organizzare il lavoro in fase di progetto.

ESEMPIO N.13

SCHEDA N.1 – MURATURA DI MATTONI FORATI s= 33 cm

Figura 32 – Muratura di mattoni forati

la muratura in esame è composta da tre strati il primo e il terzo sono formati da intonaco di calce e gesso mentre il secondo da mattoni forati.
Per poter calcolare la trasmittanza della parete è necessario trovare nell'allegato A in cui sono tabulati i principali materiali da costruzione e organizzare i dati in una tabella per poter poi usare la formula [43]:

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{s_A}{\lambda_A} + \frac{s_B}{\lambda_B} + ... + \frac{1}{h_e}}$$

La tabella deve contenere sia gli spessori degli strati che le densità dei materiali quindi:

n.	MATERIALE	Si	ρ	λ	h	
		m	kg/m^3	W/mK	W/m^2K	
	coefficiente liminare interno				7,7	
1	intonaco di calce e gesso	0,015	1400	0,70		
2	mattoni forati	0,30	1400	0,50		
3	intonaco di calce e gesso	0,015	1400	0,70		
	coefficiente liminare esterno				25	
	Trasmittanza termica della parete			U=	1,230	W/m^2K

ESEMPIO N.14

Dato il solaio in latero–c.to rappresentato in fig.33 determinare il coefficiente globale di trasmissione. N.B. Il solaio separa l'ambiente sovrastante riscaldato da quello sottostante freddo (ad es. garage).

SCHEDA N.2 – SOLAIO IN LATERO-C.TO   s = 31,5 cm

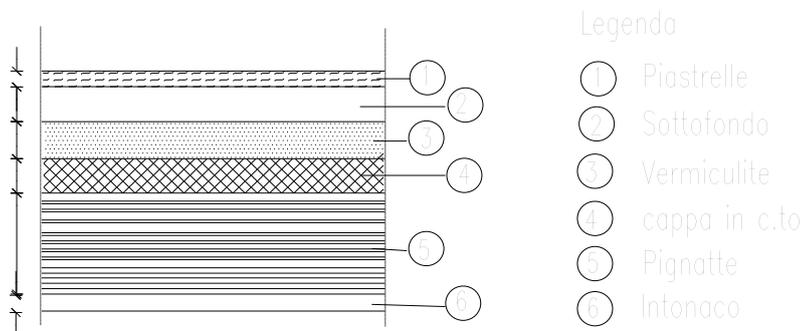



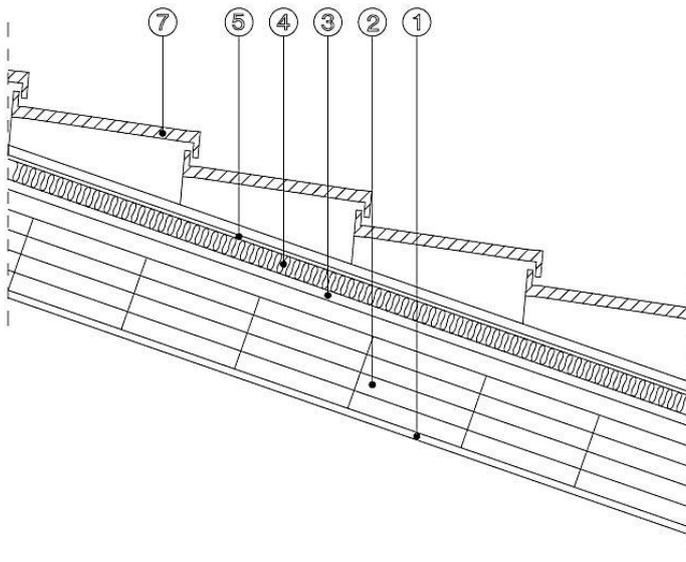
Figura 33 – sezione di solaio in latero-c.to

N	MATERIALE	s	ρ	λ	h	
		m	kg/m^3	W/mK	w/m^2K	
	coefficiente liminare interno discendente				5,9	
1	piastrelle in ceramica	0,010	2400	1,000		
2	sottofondo in malta di c.to	0,050	2100	0,900		
3	vermiculite	0,040	800	0,052		
4	pignatte in laterizio	0,160	600	0,250		
5	intonaco di c.to	0,015	2000	1,400		
6	coefficiente liminare esterno				25	
	TRAMITTANZA DELLA PARETE			U=	0,590	W/m^2K

Con U che deriva dalla formula: $$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{s_A}{\lambda_A} + \frac{s_B}{\lambda_B} + ... + \frac{1}{h_e}}$$

ESEMPIO N.15

Scheda N.3 - SOLAIO DI COPERTURA s = 28,5 cm

Figura 34 – Solaio di copertura coibentato

LEGENDA

1) intonaco in gesso

2) solaio in c.a. e laterizi

3) barriera al vapore in bitume

4) fibra di vetro pannello semirigido

5) Impermeabilizzazione

6) tegole

N	MATERIALE	s	ρ	λ	h	
		m	kg/m^3	W/mK	W/m^2K	
	coefficiente liminare interno ascendente				10	
1	intonaco di gesso	0,020	1400	0,700		
2	solaio in c.a	0,200	1600	1,900		
3	barriera al vapore in bitume	0,002	80	0,170		
4	fibra di vetro in pannelli	0,040	30	0,040		
5	impermeabilizzazione	0,002	85	0,200		
6	coefficiente liminare esterno				25	
	TRAMITTANZA DELLA PARETE			U=	0,772	W/m^2K

Con U che deriva dalla formula:

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{s_A}{\lambda_A} + \frac{s_B}{\lambda_B} + ... + \frac{1}{h_e}}$$

ESEMPIO N.16

Scheda n.4 – PARETE PERIMETRALE CON ISOLAMENTO INTERNO s= 33 cm

Analizziamo in questo esempio di quanto differisce la trasmittanza tra la parete vista nella scheda 1 e questa che, pur avendo lo stesso spessore, è isolata internamente.

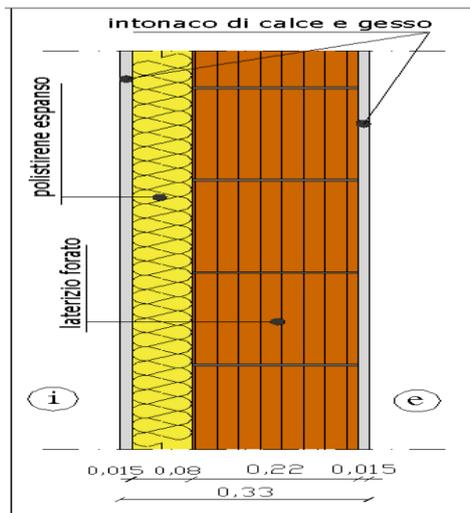



Figura 35 – PARETE ISOLATA INTERNAMENTE

LEGENDA

VEDI NOTE IN FIG.35

Con U che deriva dalla formula:

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{s_A}{\lambda_A} + \frac{s_B}{\lambda_B} + ... + \frac{1}{h_e}}$$

N	MATERIALE	s	ρ	λ	h	
		m	kg/m^3	W/mK	w/m^2K	
	coefficiente liminare interno ascendente				7,7	
1	intonaco di gesso	0,015	1400	0,700		
2	pannello in polistirene	0,080	15	0,054		
4	muratura in mattoni forati	0,220	1400	0,500		
5	intonaco di cls	0,015	2000	1,400		
6	coefficiente liminare esterno				25	
	TRAMITTANZA DELLA PARETE			U=	0,471	W/m^2K

Come si vede si è passati da U=1.23 W/m^2K della parete tipo 1 a U=0.471 W/m^2K della tipologia 4 con una riduzione della dispersione del 62% !!!

4) PONTI TERMICI

In un edificio le dispersioni di calore avvengono attraverso le superfici opache (murature, solai, ecc…), le superfici trasparenti (elementi vetrati) ed i cosiddetti *ponti termici*. Questi ultimi sono dovuti alla eterogeneità di forma e/o di materiale che si presenta in corrispondenza ad esempio della congiunzione tra serramento e muratura, tra pilastro e muratura, tra solaio e muratura, ecc.

Si tratta di una trasmissione di calore locale che deriva dalla differenza tra le resistenze termiche dei vari componenti dell'involucro edilizio.

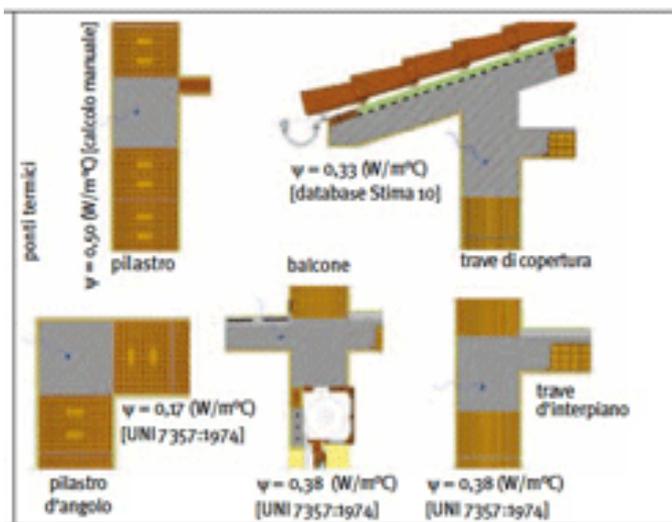



Figura 36 Esempi di ponti termici e immagine termografica

In fig.36 sono indicati alcuni ponti termici tipici delle costruzioni con struttura portante in calcestruzzo armato mentre la fig.37 è una foto reale di un edificio riscaldato nel periodo invernale. Come si vede la temperatura esterna in corrispondenza dei pilastri, dei cordoli e dei contorni delle finestre è più alta di quella corrispondente delle murature di tamponamento; questo evidenzia il maggior flusso termico in corrispondenza dei ponti termici. E' evidente che se le pareti dell'edificio sono bene isolate mentre i ponti termici non vengono a loro volta isolati, l'incidenza delle dispersioni dovute a questi punti particolari è molto significativa (circa il 20-30% delle dispersioni totali). La presenza di ponti termici porta come conseguenze, oltre ad un incremento dei consumi di energia, anche

Figura 37 – Immagine termografica di un edificio . Sono evidenti i ponti termici in corrispondenza dei pilastri e delle finestre.

un minor comfort ambientale dovuto ad una distribuzione disuniforme delle temperature superficiali interne. In corrispondenza dei ponti termici spesso si generano anche problemi di condensa che si trasformano in muffe (fig.38), florescenze e degrado delle strutture.

I ponti termici possono essere

1) lineari: ponte termico con una sezione trasversale uniforme in una direzione;
2) puntuali: ponte termico che non presenta sezioni trasversali uniformi in nessuna direzione.

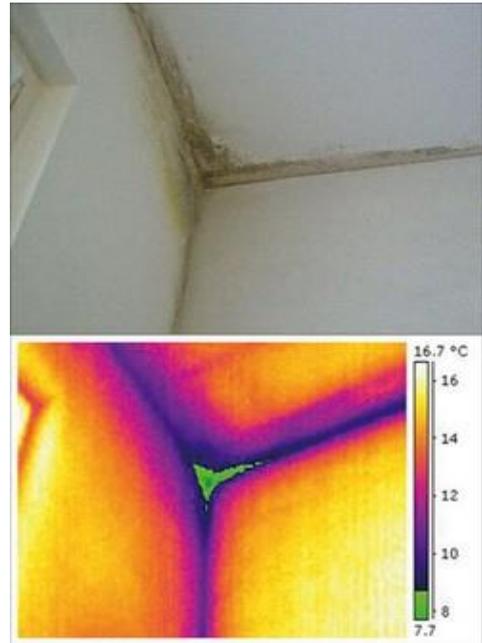



Figura 38 – In figura si vede in corrispondenza dei ponti termici la formazione di muffe

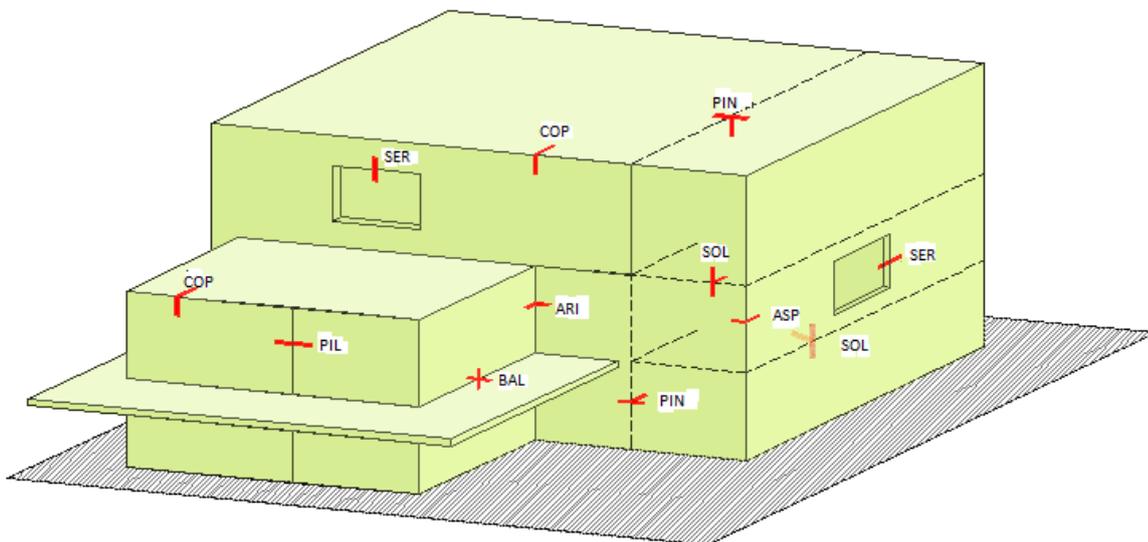



Figura 39 – Schema tridimensionale della collocazione dei principali ponti termici

Legenda DEI SIMBOLI IN FIGURA E NELL'ATLANTE:
COP : Coperture
BAL : Balconi
ASP : Angoli sporgenti
ARI: Angoli rientranti
SOL: Pavimenti
PIN : Pareti interne
PIL : Pilastri
SER: Serramenti

COM : compluvio e displuvio

TRASMITTANZA TERMICA LINEICA **(UNI EN ISO 14683)**

Il calcolo dei flussi termici dovuti ai ponti termici può essere effettuato con precisione utilizzando metodi numerici dettagliati (attraverso software dedicati) in accordo con le norme:
UNI EN ISO TS 11300-1 Flusso termico tridimensionale;
UNI EN ISO TS 11300-2 Flusso termico bidimensionale (versione del 2/10/14)
UNI EN ISO 14638 che consente di calcolare i flussi termici attraverso metodi semplificati in corrispondenza alle giunzioni tra elementi di edifici. Noi analizzeremo solamente il metodo semplificato che comunque è sufficiente per dare una stima realistica dei valori di dispersione termica in assenza di programmi informatici dedicati. Per quanto riguarda i serramenti vedremo più avanti un metodo adeguato alla loro analisi.
Il metodo di valutazione semplificato del ponte termico avviene attraverso il calcolo del coefficiente lineare di trasmissione termica ψ chiamato correntemente ***trasmittanza termica lineica.***
L'Atlante dei ponti termici delle UNI EN ISO 14638 (allegato A) **non** può più essere utilizzato dal 1/7/2015 ed è stato sostituito con il calcolo numerico associato agli schemi del nuovo abaco che è presente nel formulario. Esso riporta il metodo di calcolo dei valori di progetto per ψ basati su due sistemi di valutazione delle dimensioni dell'edificio (o dell'unità immobiliare):

- Dimensioni interne, misurate tra le superfici interne finite di ogni ambiente (escluso lo spessore delle partizioni interne)
- Dimensioni esterne, misurate tra le superfici esterne finite degli elementi esterni dell'edificio.

Dopo aver determinato i valori di ψ per tutti i ponti termici e le U delle superfici di separazione dell'involucro in esame (ad esempio l'edificio di fig.39) si calcola il flusso termico totale disperso dalla struttura con la:

$$\Phi = \left(\sum U_i S_i + \sum \Psi_j l_j\right)(T_i - T_e) \quad [46]$$

Dove:
U_i = trasmittanza della parete iesima
S_i = superficie della parete iesima
Ψ_j = trasmittanza lineica del ponte jesimo
l_j = lunghezza del ponte termico jesimo.

Se è necessario trovare separatamente i contributi delle superfici e dei ponti termici si ha:

$$\Phi_s = \sum U_i S_i \,(T_i - T_e) \quad [47]$$
$$\Phi_{pt} = \sum \Psi_j l_j \,(T_i - T_e) \quad [48]$$

(N.B. nella formula si esegue la differenza tra la temperatura interna e quella esterna per ottenere, nel caso del riscaldamento, un valore positivo di potenza anche se in realtà si tratta di potenza dispersa che di conseguenza sarebbe negativa)

USO DELL'ATLANTE DEI PONTI TERMICI

La nuova versione dell'atlante dei ponti termici che è possibile utilizzare nel calcolo semplificato dei coefficienti lineici di trasmissione richiede alcuni chiarimenti.
L'abaco presente nel formulario è stato predisposto dalla Regione Lombardia ed è stato riconosciuto come abaco che risponde alle richieste delle norme UNI TS 11300 del 2/10/14. Nel seguito sono indicate le spiegazioni necessarie per comprenderne la logica di costruzione e di funzionamento ed è riportato anche l'esempio di procedura di calcolo allegata all'abaco.
Sono state individuate le tipologie di ponti termici.
le famiglie tipologiche di ponte termico alla base dello sviluppo dell'abaco, di seguito elencate e nel prosieguo indicate saranno indicate semplicemente come **archetipo di ponte termico**:
- Parete con pilastro
- Angolo sporgente
- Angolo rientrante
- Angolo sporgente con pilastro
- Angolo rientrante con pilastro
- Parete solaio
- Parete esterna con parete interna
- Balcone
- Parete con copertura piana
- Parete con serramento.
- Compluvi e displuvi

La tabella seguente mostra la codifica assegnata agli archetipi individuati.

Archetipo	**Codifica**	**Numero**
Parete con pilastro	PIL	001-008
Angolo sporgente con e senza pilastro	ASP	001-011
Angolo rientrante con e senza pilastro	ARI	001-011
Parete verticale con solaio	SOL	001-007
Parete esterna con parete interna	PIN	001-004
Parete verticale con balcone	BAL	001-007
Parete verticale con copertura piana	COP	001-018
Parete esterna con serramento	SER	001-018
Compluvi di copertura	COM	001-003
Displuvi di copertura	DIS	001-003

Tabella 2.2: Codifica degli archetipi di ponte termico sviluppati nell'abaco

Approccio adottato per il calcolo

La simulazione di tutti gli archetipi di ponti termici è basata sulla selezione delle tipologie di pareti, solai e coperture usuali nella pratica costruttiva attuale e rappresentative delle diverse tecnologie presenti sul mercato.
Sono state formulate diverse ipotesi, prendendo in considerazione le caratteristiche di densità e conduttività termica di differenti materiali, con riferimento alle norme UNI 10351:1994/EC:1997 e UNI 10355: 1994.
Grazie ad un'indagine sulle diverse stratigrafie possibili, e dopo aver verificato, attraverso opportune simulazioni con il codice di calcolo prescelto, l'irrilevanza di alcuni parametri sul risultato finale, sono state scelte le tipologie più frequenti, semplificando notevolmente il dettaglio tecnico. È stata verificata la possibilità di eliminare alcuni strati della parete (quelli non costituiti da materiale isolante), omogeneizzandoli con altri materiali tramite l'introduzione di una conduttività termica equivalente rappresentativa della stratigrafia in questione, sulla base di quanto riportato nella norma UNI EN ISO 10211:2008.
Sono state calcolate la resistenza e la trasmittanza termica delle pareti oggetto di studio, considerando stratigrafie con e senza isolamento.
Nel caso di pareti isolate, lo spessore del materiale isolante è stato variato principalmente nella misura di 5, 10 e 15 cm. In taluni casi, come ad esempio nei dettagli tecnici riguardanti gli spigoli, sono stati effettuati ulteriori abbinamenti di spessori, considerando anche 20 cm di isolante.
Nel calcolo della trasmittanza termica la posizione dell'isolante è ininfluente, mentre questo parametro risulta fondamentale nel calcolo del flusso termico bidimensionale e quindi nell'analisi del ponte termico; per questo motivo, tutti i dettagli tecnologici sono stati esaminati considerando diverse posizioni dell'isolante. Per quanto riguarda la parete, l'isolante è stato considerato esterno, interno o posto in mezzo alla parete stessa. I pilastri o le travi in cemento armato sono stati considerati non isolati o isolati dall'interno o dall'esterno. È stato seguito lo stesso procedimento anche nel caso dei solai e delle coperture.
Partendo dalle tipologie costruttive maggiormente realizzate, sono stati scelti tre materiali base per la realizzazione di tali pareti: laterizio con densità pari a 1200 kg/m^3, laterizio con densità pari a 1800 kg/m^3 , blocchi in laterizio porizzato con densità di 760 kg/m^3 .
Tale scelta è stata dettata dalla necessità di aver un ampio campo di conduttività termica all'interno del quale condurre l'analisi. Il laterizio con densità di 1800 kg/m^3 corrisponde ad un materiale con conduttività elevata (0.81 W/mK), che definisce il limite superiore dell'intervallo; il blocco in laterizio porizzato con densità di 760 kg/m^3 costituisce il limite inferiore dell'intervallo di conduttività considerato (0.23 W/mK). All'interno id tale intervallo è stato considerato un materiale di conduttività termica intermedia (0.54 W/mK), rappresentato dal laterizio con densità di 1200 kg/m^3 .
Se da una parte l'uso delle correlazioni ricavate sulla base di tali materiali fornisce risultati consistenti sui valori di trasmittanza termica lineare per le stratigrafie

che abbiano una conduttività termica equivalente compresa in tale intervallo, dall'altra può solo fornire un'indicazione di massima per stratigrafie non rientranti nell'intervallo di conduttività precedentemente definito. In tal caso non si assicura che tali valori siano compresi entro le tolleranze indicate.
Per ciascuno dei tre materiali base considerati, sono state scelte tre tipologie di parete, caratterizzate da spessori e, quindi, da trasmittanza termica, diversi: una prima tipologia, rappresentativa della trasmittanza termica massima (U_{max}), una seconda, con un valore di trasmittanza termica media (U_m), e, infine, una terza per individuare la trasmittanza termica minima (U_{min}).
Per alcuni archetipi di ponte termico, per ampliare il campo di studio, sono stati considerati valori aggiuntivi di trasmittanza termica, variando ulteriormente lo spessore dell'isolante.
L'analisi del generico archetipo di ponte termico è stata riportata in forma grafica, mettendo in relazione i valori della trasmittanza termica lineare con parametri dimensionali come la trasmittanza termica delle tipologie costruttive (U), e la rispettiva conduttività termica (λ), oppure in funzione di parametri adimensionali come la trasmittanza adimensionale (U^*) e il rapporto di lunghezze o spessori (L^*). Oltre alla rappresentazione grafica, sono state ricavate delle correlazioni che consentano di esprimere la trasmittanza termica lineare in funzione dei parametri dimensionali e adimensionali individuati.

Dominio di calcolo

La simulazione di calcolo è stata condotta considerando, per ogni caso esaminato, 1m di parete in direzione orizzontale e verticale a partire dal pilastro o dalla trave in cemento armato (punto di discontinuità tra i diversi materiali).
Il valore di un metro è stato scelto in base a quanto indicato nella UNI EN ISO 10211:2008 sui modelli geometrici da utilizzare nei software per il calcolo in 2D. La validità di tale misura è stata verificata tramite simulazioni: è stato infatti verificato che per distanze maggiori di un metro a partire dal punto di discontinuità l'effetto del ponte termico è trascurabile.

Calcolo della trasmittanza termica lineare

Come riportato nella norma UNI EN ISO 10211:2008, la trasmittanza termica lineare (oppure trasmittanza lineica) (ψ) è pari all'incremento di flusso termico (rispetto al valore ottenuto con il calcolo monodimensionale) che si ha per lo sviluppo di un campo termico bi-tri dimensionale, in regime stazionario e diviso per una lunghezza caratteristica del ponte termico e per la differenza di temperatura tra gli ambienti posti a ciascun lato, cioè:

$$\Psi = \frac{\Phi^{2D} - \sum_i^N \Phi_i^{1D}}{L_{PT} \cdot \Delta\theta}$$

La trasmittanza termica lineare è quindi una grandezza che consente di calcolare il flusso termico addizionale dovuto al ponte termico rispetto al flusso termico monodimensionale calcolato per gli elementi edilizi piani concorrenti e/o costituenti tale ponte termico ed è operativamente calcolabile dalla sua definizione come:

$$\Psi = \frac{\Phi^{2D}}{L_{PT} \cdot \Delta\theta} - \sum_i^N \frac{\Phi_i^{1D}}{L_{PT} \cdot \Delta\theta} = L_{2D} - \sum_i^N U_i \cdot l_i$$

dove:
- U_i è la trasmittanza termica dell'i-esimo componente che separa i due ambienti considerati;
- l_i è la lunghezza del modello geometrico a cui si applica il valore U_i, e che risulta essere diversa se si considerano dimensioni misurate dall'interno o dall'esterno;
- N è il numero di componenti;
- L_{2D} è il coefficiente di accoppiamento termico ottenuto da un calcolo 2D del componente che separa i due ambienti considerati.

La trasmittanza termica, viene calcolata secondo quanto riportato nella norma UNI EN ISO 6946:2008, come descritto nel paragrafo 2.3.

Il coefficiente di accoppiamento termico, ottenuto da un calcolo bidimensionale (L_{2D}), è il flusso termico per differenza di temperatura tra i due ambienti (θ_i , θ_e), che sono termicamente collegati mediante la costruzione considerata, per unità di lunghezza caratteristica del ponte, L_{PT}.

Il flusso termico bidimensionale, Φ^{2D}, che attraversa il ponte termico dall'ambiente interno, indicato con il pedice "i" verso l'ambiente esterno, indicato con il dal pedice "e", è dato quindi da:

$$\Phi^{2D} = L_{2D} \cdot (\theta_i - \theta_e) \cdot L_{PT}$$

ed è questa la quantità che nella nostra analisi viene calcolata tramite il codice utilizzato per le simulazioni dei ponti termici, avendo assunto L_{PT} =1 m .

Pertanto, essendo noto il flusso Φ^{2D} per ogni ponte termico, risulta:

$$L_{2D} = \frac{\Phi^{2D}}{(\theta_i - \theta_e) \cdot L_{PT}}$$

Quando si determina il valore della trasmittanza termica lineare, è necessario specificare quali dimensioni (per esempio interne o esterne) sono utilizzate, in quanto per diversi tipi di ponti termici il valore della trasmittanza termica lineare dipende da questa scelta (Ψ_I e Ψ_E).

Derivazione delle correlazioni

Per ogni tipologia di ponte termico è stata calcolata e verificata sperimentalmente la trasmittanza termica lineare per configurazioni caratterizzate da diversi spessori dei vari elementi che costituiscono la stratigrafia e da diversi valori di conduttività del laterizio.

A partire dai risultati ottenuti sono state derivate le correlazioni più accurate che legano il valore di trasmittanza termica lineare ad alcuni parametri caratteristici della tipologia in esame.

A seconda della tipologia, sono stati usati sia parametri adimensionali, come la trasmittanza adimensionale, sia grandezze dimensionali, come la conduttività termica.

ESEMPIO NUMERICO PRESENTE NELL'ABACO

Si prenda il seguente caso di studio, quale esempio di documentazione progettuale disponibile al progettista termotecnico:

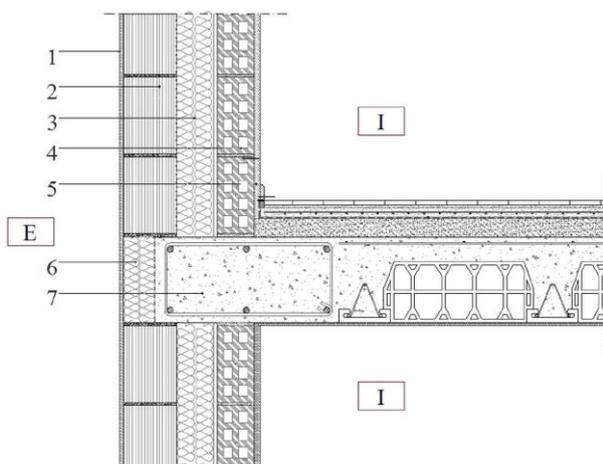



Figura 40a - Sezione strutturale

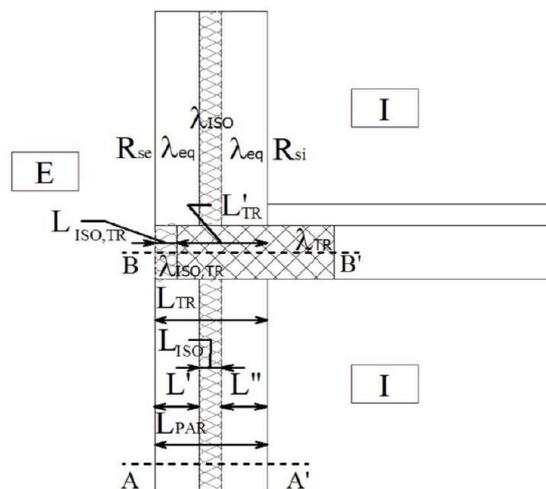



Figura 40b - tipologia SOL006 dell'abaco

Parete esterna					
N	**STRATIGRAFIA**	**Spessore [m]**	**Densità [kg/m^3]**	**Conduttività termica [W/mK]**	**Resistenza termica [m^{2}K/W]**
E	R_{se}				0.040
1	Intonaco esterno	0.015	1800	0.900	0.017
2	Laterizio pieno	0.120	1800	0.810	0.148
3	Isolante	0.100	37	0.040	2.500
4	Laterizio forato	0.100	1200	0.540	0.185
5	Intonaco interno	0.015	1400	0.700	0.021
I	R_{si}				0.130
	Resistenza Termica Totale [m^{2}K/W]				**3.041**
	Trasmittanza Termica Totale [W/m^{2}K]				**0.329**

Analizzando le schede dell'abaco dei ponti termici, si identifica come maggiormente rappresentativa del caso di studio la scheda **SOL.006 - PARETE ISOLATA IN MEZZERIA CON SOLAIO E TRAVE ISOLATA**.

Si procede quindi al calcolo della conduttività equivalente (si ricorda che il calcolo di questo valore è da effettuarsi senza considerare l'isolante):

$$C = \frac{1}{\sum \frac{L_i}{\lambda_i}} = \frac{1}{\frac{0.015}{0.9} + \frac{0.12}{0.81} + \frac{0.1}{0.54} + \frac{0.015}{0.7}} = 2.69 \ \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$L = \sum L_i = 0.015 + 0.12 + 0.1 + 0.015 = 0.25 \ \ m$$

$$\lambda_{eq} = C \cdot L = 2.69 \cdot 0.25 = 0.673 \ \frac{W}{m \cdot K}$$

È ora proposto, a fine dimostrativo, il calcolo della trasmittanza della parete, considerando la conduttività equivalente (il calcolo non sarebbe necessario, conoscendo già la trasmittanza, si noti comunque l'equivalenza del risultato). In pratica, la conduttività equivalente consente di ricondurre il caso reale al caso semplificato proposto nella scheda, in cui i quattro strati di laterizio e intonaco sono ricondotti ad un materiale con conduttività uguale e pari a λ eq.

$$U_{PAR} = \frac{1}{R_{si} + \frac{L''}{\lambda_{eq}} + \frac{L_{ISO}}{\lambda_{ISO}} + \frac{L'}{\lambda_{eq}} + R_{se}} = \frac{1}{0.13 + \frac{0.115}{0.673} + \frac{0.1}{0.04} + \frac{0.135}{0.673} + 0.04} = \frac{1}{3.041} = 0.329 \ \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

La scheda SOL.006 richiede poi il calcolo della trasmittanza della trave U_{TR}, considerando uno spessore pari a quello della parete. Si noti che rispetto allo schema della scheda SOL.006 la stratigrafia della trave comprende uno spessore di intonaco esterno. Considerando quindi questa stratigrafia della trave isolata, la rispettiva trasmittanza è calcolata nella tabella seguente (spessore equivalente alla parete, come indicato nella scheda):

TRAVE ISOLATA					
N	**STRATIGRAFIA**	**Spessore [m]**	**Densità [kg/m^3]**	**Conduttività termica [W/mK]**	**Resistenza termica [m^{2}K/W]**
E	Rse				0.040
1	Intonaco esterno	0.015	1800	0.900	0.017
6	Isolante trave	0.100	37	0.040	2.500
7	Trave ca	0.235	2400	1.910	0.123
I	Rsi				0.130
	Resistenza Termica Totale [m^{2}K/W]				**2.810**
	Trasmittanza Termica Totale [W/m^{2}K]				**0.356**

Si procede quindi con il calcolo della conduttività equivalente della trave (si ricorda che il calcolo non deve considerare l'isolante):

$$C_{TR} = \frac{1}{\sum \frac{L_i}{\lambda_i}} = \frac{1}{\frac{0.015}{0.9} + \frac{0.235}{1.91}} = 7.16 \ \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$L'_{TR} = 0.015 + 0.235 = 0.25 \ m$$

$$\lambda_{eq.TR} = C_{TR} \cdot L'_{TR} = 7.16 \cdot 0.25 = 1.79 \ \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\lambda_{ISO.TR} = 0.04 \ \frac{W}{m \cdot K}$$

$$U_{TR} = \frac{1}{R_{si} + \frac{L_{ISO.TR}}{\lambda_{ISO.TR}} + \frac{L'_{TR}}{\lambda_{eq.TR}} + R_{se}} = \frac{1}{0.13 + \frac{0.10}{0.04} + \frac{0.25}{1.79} + 0.04} = \frac{1}{2.81} = 0.356 \ \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

È quindi possibile procedere al calcolo della trasmittanza adimensionale U^*:

$$U^* = \frac{U_{TR}}{U_{PAR}} = \frac{0.356}{0.329} = 1.131$$

Infine si calcola la trasmittanza termica lineare riferita alle dimensioni esterne:

$$\psi_E = 0.112 + 0.428 \cdot U^* - \frac{0.127}{\lambda_{eq}} \quad \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$$

$$\psi_E = 0.112 + 0.428 \cdot 1.131 - \frac{0.127}{0.673} = 0.41 \ \frac{W}{m \cdot K}$$

Oppure si procede al calcolo della trasmittanza termica lineare riferita alle dimensioni interne:

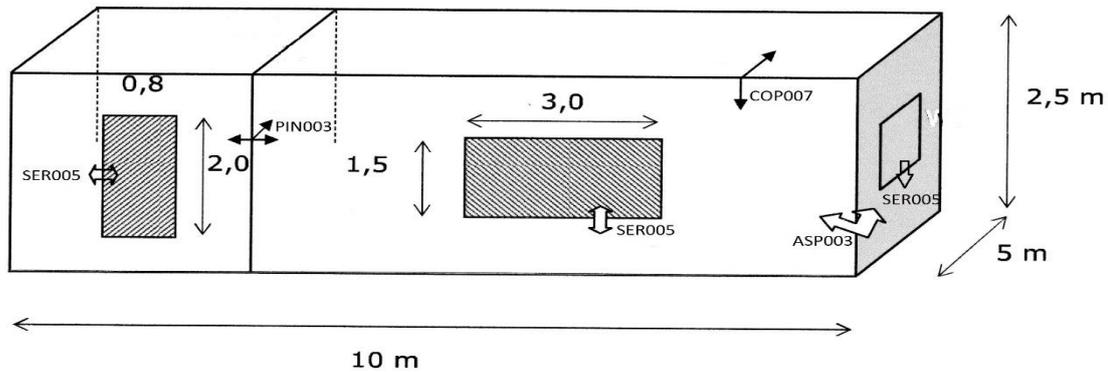
$$\psi_I = -0.290 + 1.015 \cdot U^* - \frac{0.219}{\lambda_{eq}} \quad \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$$

$$\psi_I = -0.290 + 1.015 \cdot 1.131 - \frac{0.219}{0.673} = 0.53 \ \frac{W}{m \cdot K}$$

Confrontando questi risultati con i valori forniti dal vecchio abaco si nota che la miglio precisione riduce, in questo caso i valori di circa il 25%.

ESEMPIO N. 17

Vediamo di applicare ad una “casa dello studente” (notare la bellezza e complessità architettonica …) il calcolo della dispersione termica totale.
Lo schema rappresentato nella figura successiva ha indicate le dimensioni **interne** dell’edificio (la seconda tipologia prevista dalle UNI EN ISO 14638); la stratigrafia delle pareti e quindi le trasmittanze sono quelle indicate nell’esempio svolto per il calcolo del ponte tipo SOL006, mentre quelle di porte e finestre sono determinate con

il procedimento che vedremo in seguito e per il momento le accetteremo come "valori forniti dal costruttore". Le trasmittanze del tetto e del pavimento valgono rispettivamente 0.30 W/m^{2}K e 0.38 W/m^{2}K . Le superfici delle pareti e la lunghezza dei ponti sono facilmente ricavabili dalla figura. Le tipologie indicate nella seconda tabella fanno riferimento all'Atlante dei ponti termici allegato al formulario. I telai delle porte e finestre sono in legno d'abete di spessore 12 cm.
La temperatura interna di progetto vale T_i= 20,0°C, quella esterna T_e= -5,0°C

Effetto delle superfici:

Elemento edilizio	**U_i W/m^{2}K**	**A_i m^2**	**UA_i W/K**
PARETI	0.329	64.4	21.2
TETTO	0.300	50.0	15.0
PAVIMENTO	0.380	50.00	19.0
FINESTRE	3.50	9.00	31.5
PORTA	3.00	1.60	4.80
		$\sum U_i A_i$=	91.5

CALCOLO DELLE TRASMITTANZE LINEICHE

Per la muratura si utilizzano i valori calcolati nell'esempio precedente:

L= 0.25 , λ_{EQ}=0.673 W/mK, λ_{ISO}=0.040 W/m/K, U_{PAR}= 0.329 W/m^{2}K.

Che sono comuni ai dati richiesti in tutti i ponti termici considerati nel seguito.

PONTE TERMICO: PARETE-TETTO. TIPOLOGIA COP007

COP.007	PARETE ISOLATA IN MEZZERIA CON COPERTURA ISOLATA E TRAVE NON ISOLATA
Ponte termico formato dalla giunzione di una parete isolata in mezzeria con una copertura piana isolata superiormente, con trave non isolata.	
SEZIONE VERTICALE	

TRASMITTANZA TERMICA LINEARE

Riferita alle dimensioni esterne $\psi_E = 0.387 - 0.054 \cdot U^* + \frac{0.035}{\lambda_{eq}} \left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$

Riferita alle dimensioni interne $\psi_I = 0.741 - 0.044 \cdot U^* + \frac{0.013}{\lambda_{eq}} \left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$

Con:

Trasmittanza adimensionale $U^* = \frac{U_{TR}}{U_{PAR}}$

Trasmittanza della trave (per lo spessore pari alla parete) $U_{TR} = \frac{1}{R_{si} + \frac{L_{TR}}{\lambda_{TR}} + R_{se}} \left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

Trasmittanza della parete $U_{PAR} = \frac{1}{R_{si} + \frac{L"}{\lambda_{eq}} + \frac{L_{ISO}}{\lambda_{ISO}} + \frac{L'}{\lambda_{eq}} + R_{se}} \left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

Nella figura è riportata la scheda dell'abaco che individua il collegamento tra la parete verticale e il tetto.

La larghezza utile della trave è pari a quella della parete (compreso l'isolante):

L_{TR}=0.35 m

la trasmittanza del calcestruzzo che costituisce la trave vale:

λ_{TR}= 1.91 W/mK

Si ha quindi:

$$U_{TR} = \frac{1}{0.04 + \frac{0.35}{1.91} + 0.13} = 2.8\ W/m^2K$$

$$U^* = \frac{U_{TR}}{U_{PAR}} = \frac{2.8}{0.329} = 8.5$$

$$\Psi_i = 0.741 - 0.044 * 8.5 + \frac{0.013}{0.673} = 0.39\ W/mK$$

PIN.003	PARETE ESTERNA ISOLATA IN MEZZERIA CON PARETE INTERNA
Ponte termico formato dalla giunzione di una parete interna e una parete esterna isolata in mezzeria.	
SEZIONE ORIZZONTALE	

λ_{ISO}

R_{se} λ_{eq} λ_{eq} R_{si}

I

E

C

L_{PIN}

C'

L_{ISO}

L' L"

I

L_{PAR}

A A'

TRASMITTANZA TERMICA LINEARE

Riferita alle dimensioni esterne $\psi_E = 0 \left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$

Riferita alle dimensioni interne $\psi_I = (L_{PIN} + 0.030) \cdot U_{PAR} \left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$

Con:

Trasmittanza della parete $U_{PAR} = \frac{1}{R_{si} + \frac{L"}{\lambda_{eq}} + \frac{L_{ISO}}{\lambda_{ISO}} + \frac{L'}{\lambda_{eq}} + R_{se}} \left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

PONTE TERMICO: PARETE ESTERNA – PARETE INTERNA. TIPOLOGIA PIN003

Larghezza della parete interna:

L_{PIN}= 0.10 m

Dati parete esterna:

L= 0.25 , λ_{EQ}=0.673 W/mK, λ_{ISO}=0.040 W/m/K, U_{PAR}= 0.329 W/m^{2}K.

Trasmittanza lineica:

$$\Psi_i = (0.10 + 0.030) * 0.673 = 0.09\ W/mK$$

ASP.003	ANGOLO SPORGENTE ISOLATO IN MEZZERIA CON PILASTRO
Ponte termico formato dalla giunzione ad angolo sporgente di due pareti uguali isolate in mezzeria, con presenza di pilastro non isolato nella giunzione.	
SEZIONE ORIZZONTALE	

TRASMITTANZA TERMICA LINEARE

Riferita alle dimensioni esterne $\psi_E = -0.310 + 0.047 \cdot U^* + 0.612 \cdot \lambda_{eq}$ $\left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$

Riferita alle dimensioni interne $\psi_I = 0.080 + 0.026 \cdot U^* + 0.664 \cdot \lambda_{eq}$ $\left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$

Con:

Trasmittanza adimensionale $U^* = \frac{U_{PIL}}{U_{PAR}}$

Trasmittanza del pilastro (Riferita alla diagonale) $U_{PIL} = \frac{1}{R_{si} + \frac{L_{PIL}}{\lambda_{PIL}} + R_{se}}$ $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

Trasmittanza della parete $U_{PAR} = \frac{1}{R_{si} + \frac{L''}{\lambda_{eq}} + \frac{L_{ISO}}{\lambda_{ISO}} + \frac{L'}{\lambda_{eq}} + R_{se}}$ $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

PONTE TERMICO: ANGOLO SPORGENTE. TIPOLOGIA ASP003

Dati parete esterna:
L= 0.25 , λ_{EQ}=0.673 W/mK, λ_{ISO}=0.040 W/m/K, U_{PAR}= 0.329 W/m^2K.

1) CALCOLO DELLA TRASMITTANZA DEL PILASTRO CONSIDERANDO LO SPESSORE OBLIQUO
2) Spessore dell'intonaco esterno:

$L'_1 = 0.015\sqrt{2} = 0.021\ m$

Spessore pilastro:

$L'_2 = 0.30\sqrt{2} = 0.424\ m$

Spessore intonaco interno:

$L'_3 = 0.015\sqrt{2} = 0.021\ m$

Spessore totale obliquo

L'_{PIL}= 0.466 m

a) CALCOLO DELLA CONDUTTANZA DELLA PARETE ESCLUDENDO LO STRATO ISOLANTE:

$$C' = \frac{1}{\sum \frac{L'_i}{\lambda_i}}$$

b) CALCOLO DELLO SPESSORE DELLA PARETE ESCLUDENDO LO STRATO ISOLANTE

$$L'_{PIL} = \sum L'_i$$

Dove L'_i indica gli spessori dei SINGOLI strati.

c) CALCOLO DELLA CONDUTTIVITA' EQUIVALENTE ESCLUSO STRATO ISOLANTE $\lambda_{EQ} = C' * L'_{PIL}$

N	MATERIALE	L'	ρ	λ	h	
		m	kg/m^3	W/mK	w/m^2K	
1	intonaco esterno	0,021	1800	0,900		
2	pilastro in c.a.	0,424	2400	1,910		
3	intonaco interno	0,021	1400	0,700		
	CONDUTTANZA DELLA PARETE			C' =	3,63	W/m^2K
	SPESSORE PARETE ESCLUSO ISOLANTE LPIL=	0,466	m			
	conduttività del pilastro λEQ=		1,69	W/mK		

CALCOLO DELLA TRASMITTANZA DEL PILASTRO ESCLUSO EVENTUALE ISOLAMENTO

$$Upil = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{L'pil}{\lambda_{EQ}} + \frac{1}{h_e}} = 2.24 \ W/m^2K$$

CALCOLO DELLA TRASMITTANZA ADIMENSIONALE U^* E DELLA TRASMITTANZA LINEICA Ψ_I

a) Calcolo della conduttività equivalente del pilastro escludendo lo strato isolante (che in questo esempio è assente):

b) $U^* = \frac{U_{PIL}}{U_{PAR}} = \frac{2.24}{0.329} = 6.81$

c) Trasmittanza lineica interna:

$$\Psi_i = 0.08 + 0.026 * 6.81 + 0.664 * 0.673 = 0.70 \ W/mK$$

SER.005	SERRAMENTO IN MEZZERIA SU MAZZETTA NON ISOLATA, PARETE ISOLATA IN MEZZERIA
Ponte termico formato dal contatto tra serramento e parete isolata in mezzeria, serramento in mezzeria ancorato a mazzetta non isolata	
SEZIONE ORIZZONTALE	

E

A'

R_{se}

L'

λ_{eq}

λ_{ISO}

L_{PAR} L'' L_{ISO}

λ_{eq}

$\lambda_{eq,TEL}$

L_{TEL}

A

R_{si}

I

TRASMITTANZA TERMICA LINEARE

$$\psi_E = \psi_I = \frac{U_{TEL} - 1.90}{3.60}(\psi_2 - \psi_1) + \psi_1 \quad \left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$$

Con:

$$\psi_1 = 0.801 + 0.191 \cdot U_{PAR} + 0.076 \cdot \lambda_{eq} \quad \left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$$

$$\psi_2 = 0.879 + 0.191 \cdot U_{PAR} + 0.076 \cdot \lambda_{eq} \quad \left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$$

Trasmittanza della parete $U_{PAR} = \frac{1}{R_{si} + \frac{L_{ISO}}{\lambda_{ISO}} + \frac{L'}{\lambda_{eq}} + R_{se}} \quad \left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

Trasmittanza del telaio $U_{TEL} = \frac{1}{R_{si} + \frac{L_{TEL}}{\lambda_{eqTEL}} + R_{se}} \quad \left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

PONTE TERMICO: TELAIO SERRA_ MENTI – PARETE.

TIPOLOGIA SEROO5.

Dati parete esterna:
L= 0.25 , λ_{EQ}=0.673 W/mK, λ_{ISO}=0.040 W/m/K, U_{PAR}= 0.329 W/m^{2}K.
Telaio in legno d'abete:
L_{TEL}=0.12 m, $\lambda_{eq,TEL}$= 0.12 W/mK

$$U_{TEL} = \frac{1}{0.04 + \frac{0.12}{0.12} + 0.13} = 0.85 \ W/m^2K$$

Trasmittanze lineiche parziali:

$$\Psi_1 = 0.801 + 0.191 * 0.329 + 0.076 * 0.673 = 0.91 \ W/mK$$

$$\Psi_2 = 0.879 + 0.191 * 0.329 + 0.076 * 0.673 = 0.99\ W/mK$$

Trasmittanza lineica del serramento:

$$\Psi_i = \frac{0.85 - 1.90}{3.60}(0.91 - 0.85) + 0.85 = 0.83\ W/mK$$

Effetto dei ponti termici:

ponte termico	Tipologi	Ψi	li	Ψi*li
		W/mK	m	W/K
Parete-tetto	COP007	0,39	30,0	11,7
parete-parete	ASP003	0,7	10,0	7,00
partizione-parete	PIN003	0,09	5,0	0,45
parete-serramentc	SER005	0,83	23,6	19,59
			$\sum \Psi_l$ li =	38,74

utilizzando la [46] si ha:

$$\Phi = \left(\sum U_i A_i + \sum \Psi_j l_j\right)(T_i - T_e) = (91.49 + 38.74)(20{,}0 + 5.0) = 3256\ W$$

Separatamente i due flussi valgono:

superfici $\Phi_s = \sum U_i A_i\,(T_i - T_e) = 91.49 \cdot 25.0 = 2287\ W$

ponti termici $\Phi_{pt} = \sum \Psi_j l_j\,(T_i - T_e) = 38.74 \cdot 25.0 = 969\ W$

In % i ponti incidono per:

$$\frac{\Phi_{pt}}{\Phi}\% = \frac{969}{3256}100 = 30\%$$

Come si vede la dispersione attraverso i ponti termici non adeguatamente coibentati, in questo caso, produce più di un quarto della dispersione termica (dopo tutto è la “casa dello studente”….)

ESEMPIO N. 18

In figura 41 è rappresentato un pilastro d’angolo con due pareti di tamponamento contenenti uno strato isolante in polistirene e un’intercapedine d’aria. La parete è quindi ben isolata termicamente e ha un valore basso di trasmittanza. Si nota però che il pilastro in c.a. è solamente ricoperto da una tavella in laterizio e di conseguenza ha un isolamento molto scarso. Nella parte destra della figura è evidenziata la distribuzione interna delle temperature ottenuta con un programma informatico. Si vede chiaramente che la zona d’angolo rappresenta un ponte termico in quanto la

temperatura superficiale interna in corrispondenza dell'angolo è di solo 12 °C rispetto ai 20°C presenti sulle superfici delle due pareti limitrofe. Come si nota la trasmittanza lineica Ψ_i=045 è molto elevata (calcolata con programma in 3D).

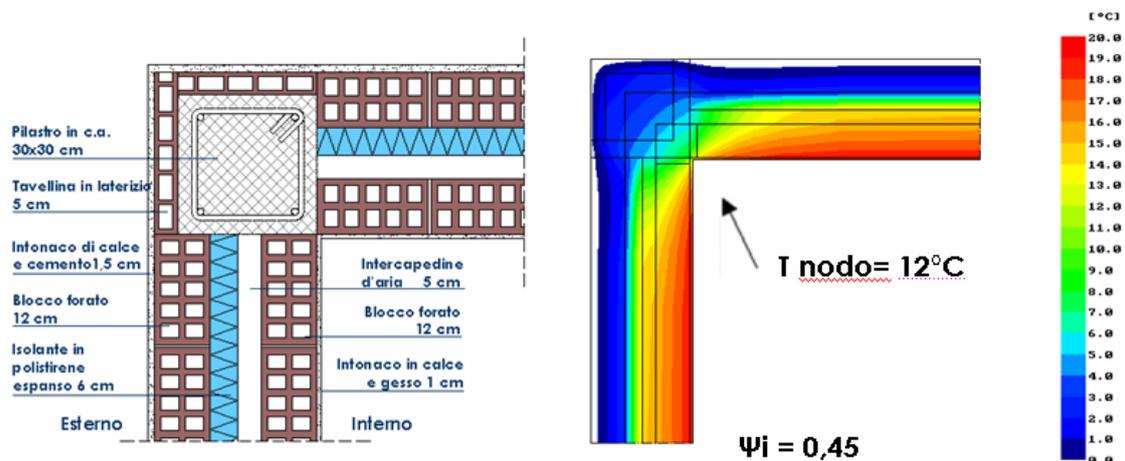



Figura 41 – PILASTRO NON CORRETTAMENTE ISOLATO

In figura 42 è rappresentato lo stesso pilastro con un adeguato isolamento (il pannello isolante della parete circonda esternamente il pilastro) ora, la temperatura in corrispondenza al pilastro è risalita a 17.4°C e il valore della trasmittanza lineica Ψ_i=0.26 è molto più contenuto riducendo così notevolmente la dispersione del ponte termico che comunque, anche se attenuato, rimane.

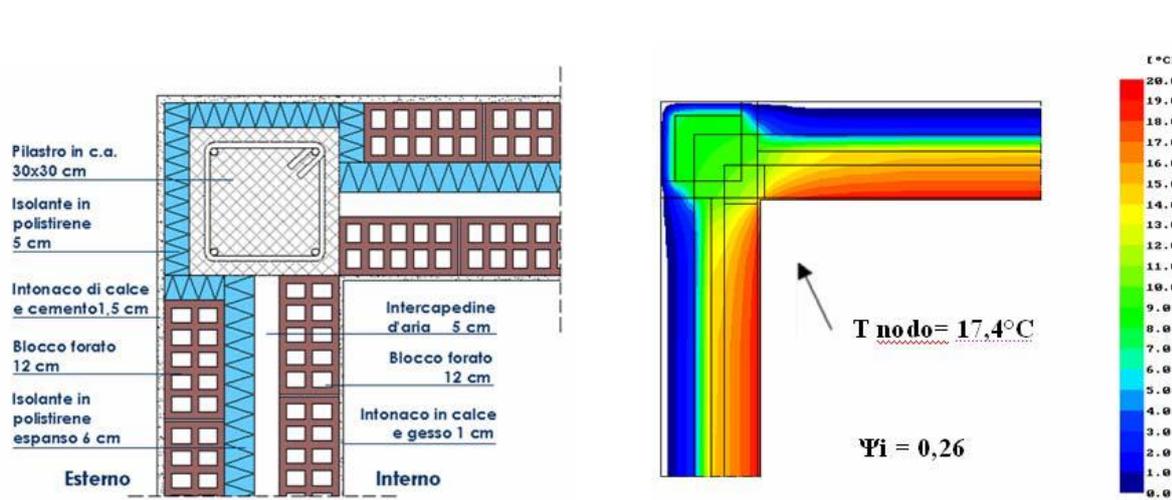



Figura 42 – LO STESSO PILASTRO CON UN ISOLAMENTO ADEGUATO

5) TRASMITTANZA TERMICA DEGLI INFISSI

Come abbiamo accennato al punto precedente la norma UNI EN ISO 14638 non permette di calcolare la trasmittanza degli infissi in modo semplificato ma richiede un calcolo più preciso che adesso analizzeremo.

Per **finestre e porte-finestre**, la trasmittanza termica del serramento rappresenta la media pesata tra la *trasmittanza termica del telaio* U_f e di *quella della vetrata* U_g, più un contributo aggiuntivo, la *trasmittanza termica lineare* Ψ_g, dovuto all'interazione fra i due componenti e alla presenza del distanziatore, applicato lungo il perimetro visibile della vetrata.

Per altre strutture, tipo **porte e porte blindate**, in genere si calcola la trasmittanza termica come il contributo dell'elemento omogeneo stratificato U_p più un termine di trasmittanza termica lineare Ψ_g che viene applicato alla lunghezza dei ponti termici (per esempio i telai perimetrali metallici o i rinforzi metallici centrali).

In genere, la trasmittanza termica U_w di un serramento, può essere determinata sia tramite calcolo che tramite prova sperimentale su un campione fisico. Di seguito elenchiamo gli schemi utilizzabili per:

a) la stima dei valori di U_w degli infissi esistenti, in assenza di documentazioni a corredo utilizzabili per un calcolo rigoroso;

b) il calcolo semplificato, secondo la norma EN 10077, per la determinazione del calore di U_w in riferimento a tutte le tipologie di infissi;

c) il metodo di calcolo rigoroso di U_w, secondo la formula di letteratura;

d) la metodologia di calcolo di U_w in riferimento all'infisso normalizzato e le relative regole di estensione, secondo la UNI EN 14351-1

di questi approfondiamo lo schema a) e il c).

a) **La stima dei valori di U_w degli infissi esistenti**

Ai fini di semplificare la stima dei valori di trasmittanza termica U_w degli infissi esistenti, da inserire nella certificazione del produttore o in alternativa nell'asseverazione del tecnico, riportiamo alcuni valori che riteniamo i più rappresentativi dei serramenti presumibilmente esistenti negli immobili oggetto di intervento.

Considerato che la maggior parte dei serramenti esistenti sul nostro territorio, siano costituiti da telaio in metallo intero/non isolato oppure in legno con vetrazioni per lo più singole (3 mm /4 mm/ 6 mm) per una stima dei valori di trasmittanza di tali componenti, si possono considerare:

- **Telai**:

telai interi/non isolati: U_f= 7.0 W/m^{2}K [fonte:UNI en iso 10077-1/appendice F]

telai in legno/PVC: U_f= 2.0 W/m^{2}K [fonte:UNI en iso 10077-1/appendice F]

telaio in alluminio a taglio termico: U_f= 2.2÷3.8 W/m^{2}K [fonte:UNI en iso 10077-1/appendice F].

- **Vetrazioni**

Vetro singolo: U_g= 5.8 W/m^{2}K [fonte: manuale tecnico S.Gobain Italia]

Vetrocamera 4-4-4: U_g= 2.8 W/m^{2}K [fonte:UNI en iso 10077-1/appendice F]

c) Calcolo rigoroso della trasmittanza termica Uw

Il calcolo semplificato della trasmittanza termica del componente finestrato Uw composta da un singolo serramento e il relativo vetro (o pannello) si esegue con la formula:

$$Uw = \frac{AgUg+AfUf+Ig\Psi g}{Ag+Af} \quad [49]$$

dove:

Ag è l'area del vetro;

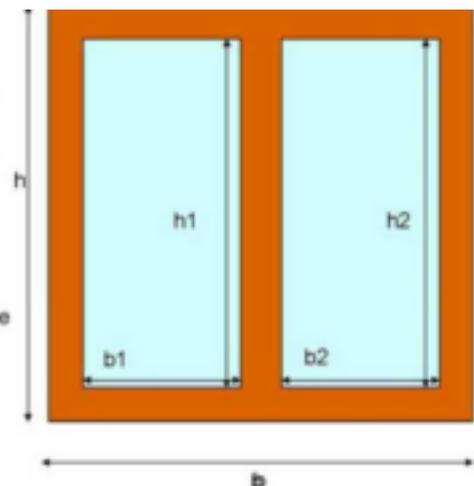
Ug è il valore di trasmittanza termica riferito alla area centrale della vetrata, e non include l'effetto del distanziatore del vetro lungo il bordo della vetrata stessa;

Af è l'area del telaio;

Uf è il valore di trasmittanza termica del telaio applicabile in assenza della vetrata;

Ig è la lunghezza del perimetro del vetro;

Ψg è il valore di trasmittanza termica lineare concernente la conduzione di calore supplementare che avviene a causa dell'interazione tra telaio, vetri e distanziatore dei vetri in funzione delle proprietà termiche di ognuno di questi componenti e

Figura 43

si rileva, secondo quanto precisato nell'Annex E della norma UNI EN ISO 10077-1, preferibilmente con il calcolo numerico eseguito in accordo con la norma ISO 10077-2 ; quando non siano disponibili i risultati di calcolo dettagliati, ci si può riferire ai prospetti seguenti E.1 ed E.2 i quali indicano i valori Ψg di default per le tipiche combinazioni di telai, vetri e distanziatori.

Prospetto E.1: valori della trasmittanza termica lineare Ψg per i comuni tipi di distanziatori per vetro in alluminio e in acciaio; in caso di vetro singolo o pannello opaco con conducibilità termica inferiore a 0,5 W/(m.K) l'effetto distanziatore per vetro non c'è, pertanto come indicato al punto 5.1.1 - pag. 6 della norma, il valore Ψg è = 0.

	Trasmittanza termica lineare Ψg per i differenti tipi di vetro	
Materiale del telaio	Vetro doppio o triplo, vetro senza trattamenti superficiali, intercapedine con aria o gas	Vetro doppio con trattamento superficiale bassoemissivo, vetro triplo con due trattamenti superficiali bassoemissivi, intercapedine con aria o gas
Telaio in legno o pvc	0,06	0,08
Telaio in metallo con taglio termico	0,08	0,11
Telaio in metallo senza taglio termico	0,02	0,05

Prospetto E.2: valori della trasmittanza termica lineare Ψg per distanziatori per vetro a prestazioni termiche migliorate.

	Trasmittanza termica lineare Ψg per i differenti tipi di vetro	
Materiale del telaio	Vetro doppio o triplo, vetro senza trattamenti superficiali, intercapedine con aria o gas	Vetro doppio con trattamento superficiale bassoemissivo, vetro triplo con due trattamenti superficiali bassoemissivi, intercapedine con aria o gas
Telaio in legno o pvc	0,05	0,06
Telaio in metallo con taglio termico	0,06	0,08
Telaio in metallo senza taglio termico	0,01	0,04

La marcatura CE degli infissi

Dal 1° Febbraio 2009 solo serramenti con marcatura CE, possono essere immessi legalmente sul mercato (la marcatura CE era già obbligatoria, ma solo per le vetrazioni).

Sono tenuti alla marcatura CE tutti i costruttori di serramenti indipendentemente dalle dimensioni dell'azienda e dalle quantità prodotte.

Per le finestre e le porte esterne pedonali è previsto il Sistema di attestazione di conformità 3, che prevede che il produttore rilasci una DICHIARAZIONE DI

CONFORMITA' del proprio prodotto ai requisiti stabiliti dalla norma dopo aver eseguito:

- le prove iniziali di tipo presso un laboratorio “notificato”;
- un controllo di produzione effettuato in azienda dall'imprenditore sotto la propria responsabilità.

Per quanto riguarda il primo punto il produttore deve essere in possesso di un rapporto di prova emesso da un laboratorio che sia stato abilitato dal Ministero competente a svolgere le prove in funzione del prodotto in esame. Per quanto riguarda il secondo punto il produttore deve dare evidenza del reale controllo effettuato sulla produzione.

In conformità alla UNI EN 14351-1, le prove possono essere raggruppate per tipologie o per caratteristica selezionata; queste prove devono essere eseguite all'inizio della produzione o all'inizio di un nuovo metodo di produzione.

La Linea Guida M regolamenta il rapporto tra i serramentisti e gammisti in maniera tale da consentire l'utilizzo dei test. Per trasferire a cascata i risultati dei test deve essere stato stipulato un contratto d'uso dei risultati del test iniziale di tipo tra il costruttore di serramenti e il fornitore di componenti.

In seguito a ciò la trasmittanza U_w del serramento certificata dal costruttore può essere utilizzata senza ulteriori analisi per la certificazione ambientale.

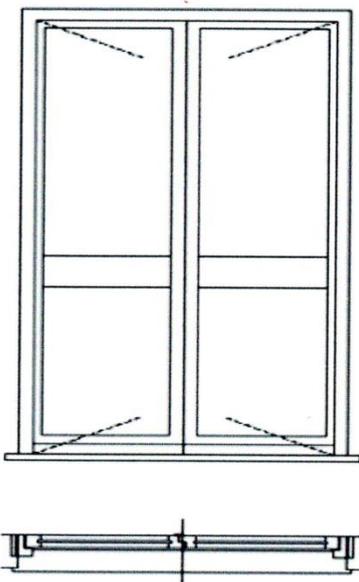
ESEMPIO N.19

In questo esempio analizzeremo passo per passo il procedimento descritto al punto c) di pag.74.

Nell'esempio il calcolo delle aree e del perimetro della vetratura sono già determinati.

Le dimensioni esterne della finestra sono base 1.30 m, altezza 2.00 m.

Scheda n.5 –

Serramento con telaio in legno e vetro isolante con camera d'aria da 6 mm.

La trasmittanza termica del componente trasparente U_g, nel caso di vetrate multiple si trova con la formula

$$U_g = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{s_A}{\lambda_A} + \frac{s_B}{\lambda_B} + ... + \frac{1}{h_e}} \quad [43]$$

Mentre il valore di Uw si ottiene dalla formula:

$$Uw = \frac{AgUg + AfUf + Ig\Psi g}{Ag + Af} \quad [49]$$

I valori da inserire nella formula [43] e il relativo risultato sono riportati nella tabella seguente:

	DESCRIZIONE	VALORI	RIFERIMENTO NORMATIV
hi	coeff. Liminare interno [W/m^2K]	7,7	UNI EN 10077-1 App.A
λ	trasmittanza vetro [W/mK]	1,00	UNIprEN ISO 10077-2
s	spessore del vetro [m]	0,0040	UNI 10077-1
d	spessore dell'intercapedine d'aria [	0,0060	UNI 10077-1
λv	trasmittanza intercapedine	0,047	UNI EN 10077-1 App.C
hf	coeff.liminare esterno [W/m^2K]	25	UNI EN 10077-1 App.A
	Ug=	3,27	W/m^2K

I valori inseriti nella formula [49] e il relativo risultato sono:

	DESCRIZIONE	VALORI	RIFERIMENTO NORMATIVO
Ug	Trasmittanza vetrata [W/m^2K]	3,27	UNI 10077-1
Uf	Trasmittanza telaio in legno [W/m^2K]	1,75	UNI 10077-1 app.D
ψg	Trasmittanza lineare [W/mK]	0,040	UNI 10077-1 app.E
lg	Perimetro totale vetrata [m]	11,68	
Ag	Area del vetro [m^2]	1.842	
Af	Area del telaio in legno [m^2]	0,758	

AVVOLGIBILI ESTERNI (tapparelle)

Se l'infisso è provvisto di tapparella esterna si introduce una resistenza termica aggiuntiva e la trasmittanza termica risultante del serramento compreso l'avvolgibile U_{ws} risulta, per il tempo che la tapparella resta abbassata) pari a:

$$U_{ws} = \frac{1}{\frac{1}{U_w}+\Delta R} \quad [50]$$

Il valore di DR, resistenza termica addizionale, si deduce dal punto (10) paragrafo 5.3 delle UNI EN 10077-1 ed è pari a:

$$\Delta R = 0.55 R_{sh} + 0.11 \quad [51]$$

Il valore dell'avvolgibile R_{sh} si ricava dall'appendice G delle UNI EN 10077-1 ed è pari a 0,10 m^2K/m, ne segue che per le usuali tapparelle

$$\Delta R = 0.55 \cdot 0.10 + 0.11 = 0.165\ m^2K/W$$

Il valore finale di trasmittanza, U_{wm} , da usare per il serramento dotato di tapparella si calcola tenendo conto della variazione della trasmittanza nel tempo utilizzando i valori di tempo t_w, periodo di tempo in cui il serramento ha trasmittanza U_w , t_{ws} periodo di tempo in cui il componente ha trasmittanza U_{ws} (serramento abbassato).

Tale valore si ottiene dalla media ponderata nel tempo:

$$U_{wm} = \frac{U_w t_w + U_{ws} t_{ws}}{t_w + t_{ws}} \qquad [52]$$

I valori dei tempi derivanti dalla Raccomandazione CTI 03/2003 App.B punto B.5 sono : t_w= 43200 s; t_{ws}= 43200 s

Come si nota i due tempi rappresentano ciascuno 12 ore accettando come ipotesi che le tapparelle restino abbassate mediamente per metà della giornata.

ESEMPIO N.20

Nell'esercizio N.19 abbiamo calcolato che il serramento ha una trasmittanza U_w=3.01 W/m^2K. Se il serramento viene dotato di tapparella la nuova trasmittanza diventa per la [50] con il valore di ΔR=0.165 m^2K/W ottenuto dalla [51]:

$$U_{ws} = \frac{1}{\frac{1}{U_w} + \Delta R} = \frac{1}{\frac{1}{3.01} + 0.165} = 2.01 W/m^2K$$

La trasmittanza mediata sul giorno risulta dalla [52]:

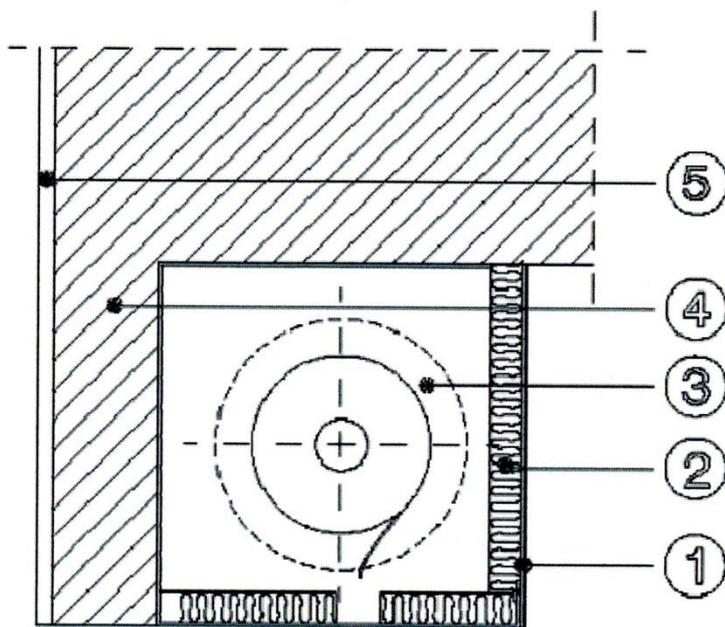
$$U_{wm} = \frac{U_w t_w + U_{ws} t_{ws}}{t_w + t_{ws}} = \frac{3.01 \cdot 43200 + 2.01 \cdot 43200}{43200 + 43200} = 2.51 W/m^2 K$$

Con un risparmio percentuale pari a:

$$\frac{U_w - U_{wm}}{U_w}\% = \frac{3.01 - 2.51}{3.01} 100 = 16.6\%$$

ESEMPIO N.21

Scheda n.6

La presenza di tapparelle aumenta l'isolamento di un serramento come visto nell'esempio n.20. Allo stesso tempo, però, porta alla necessità di aggiungere una fonte di dispersione: il cassonetto, in cui avvolgere la tapparella. Vediamo che trasmittanza ha un tipico cassonetto in uso nelle nostre case.

Nella figura a fianco è riportata la sezione di un cassonetto in legno. I vari elementi che lo compongono sono indicati nella seguente legenda:

LEGENDA

1) pannelli in legno

2) poliuretano espanso in lastre

3) intercapedine d'aria

4) muratura in laterizi (veletta)

5) intonaco di calce e cemento

Come negli altri casi per calcolare la trasmittanza si usa la formula [43]

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{s_A}{\lambda_A} + \frac{s_B}{\lambda_B} + ... + \frac{1}{h_e}}$$

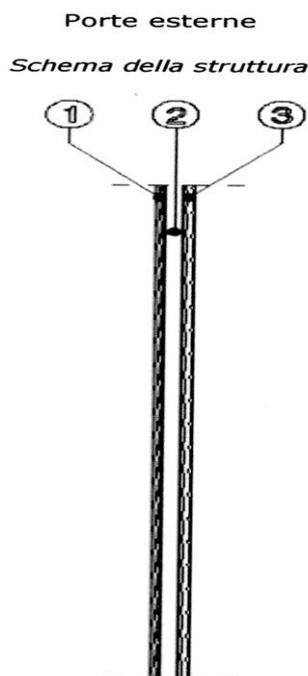
con i dati indicati nella tabella:

N	MATERIALE	s	ρ	λ	h	
		m	kg/m^3	W/mK	w/m^2K	
	coefficiente liminare interno				7,7	
1	pannello in legno	0,005	600	0,12		
5	intonaco calce e cemento	0,020	1400	0,900		
2	pannello in poliuretano espanso	0,030	15	0,032		
4	muratura in mattoni forati	0,060	1400	0,461		
3	intercapedine d'aria	0,200	1,9		5,5	
	coefficiente liminare esterno				25	
	TRAMITTANZA DELLA PARETE			U=	0,674	W/m^2K

Che è un valore significativo.

ESEMPIO N. 22

Scheda n. 7

L'elemento che esaminiamo in questo esempio è la tipologia di porta esterna più semplice tra quelle in commercio. Si tratta di una porta tamburata che è composta da due pannelli in legno separati da un intercapedine d'aria. Non si tiene conto del contorno né della serratura per rendere più semplice il calcolo.

Legenda:

1) pannello in legno di abete

2) intercapedine d'aria

3) pannello in legno di abete

La formula per la determinazione della trasmittanza è sempre la [43]

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{s_A}{\lambda_A} + \frac{s_B}{\lambda_B} + ... + \frac{1}{h_e}}$$

Che applicata ai valori indicati dalla seguente tabella:

N	MATERIALE	s	ρ	λ	h	
		m	kg/m^3	W/mK	W/m^2K	
	coefficiente liminare interno				7,7	
1	pannello in legno di abete	0,01	600	0,12		
3	pannello in legno di abete	0,01	600	0,12		
2	intercapedine d'aria (conduttanza	0,040	1,9		5,5	
	coefficiente liminare esterno				25	
	TRAMITTANZA DELLA PARETE			U=	1,93	W/m^2K

Come si vede la trasmittanza è molto elevata nonostante l’intercapedine d’aria; normalmente le porte esterne sono blindate (hanno all’interno un pannello metallico) e isolate sia acusticamente che termicamente.

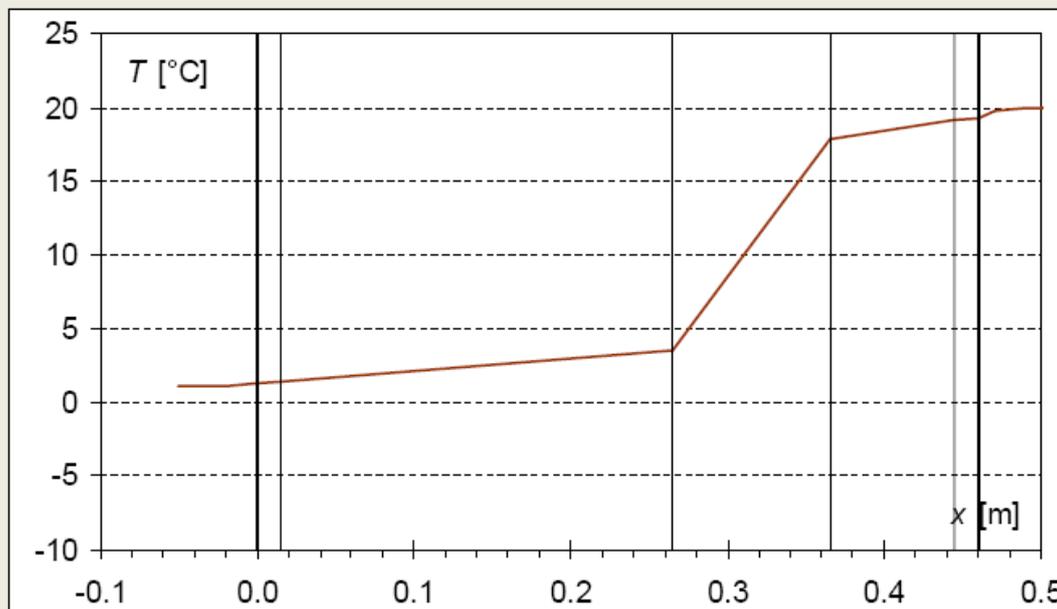
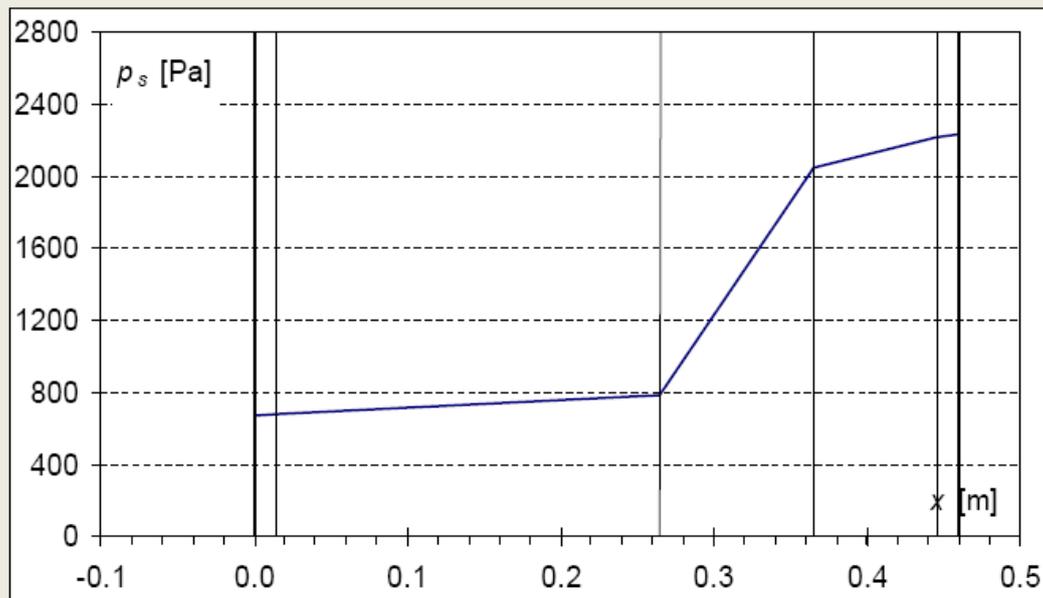
6) CONDENSA INTERSTIZIALE – METODO DI GLASER

La valutazione della possibilità di formazione di condensa (vedi fig.38) all’interno o sulla superficie delle strutture perimetrali è un aspetto che deve essere considerato per dare un giudizio di corretto funzionamento termico di un edificio. Tale analisi è abbastanza complessa e non è strettamente necessaria per una certificazione ambientale redatta secondo le attuali normative. Per questo motivo ci limiteremo ad accennare alla procedura di analisi senza approfondire l’argomento in modo da renderlo operativo.

Il metodo utilizzato parte da un’analogia tra la logica della trasmissione del calore e quella utilizzata per la diffusione del vapore umido secondo la seguente tabella di equivalenza:

Trasmissione del calore			***Diffusione del vapore***		
Nome	*Simbolo*	*Unità misura*	*Nome*	*Simbolo*	*Unità misura*
trasmittanza	$U = 1/R_G$	(W/m^2K)	*permeanza*	$\Pi = 1/R_{vt} = 1/\Sigma R_{vi}$	$(g/m^2\ s\ Pa)$
conducibilità termica	λ	(W/mK)	*permeabilità al vapore*	δ	$(g/m\ s\ Pa)$
resistenza termica	$R_i = s_i/\lambda_i$	(m^2K/W)	*resistenza al flusso di vapore*	$R_{vi} = s_i/\delta_i$	$(m^2\ s\ Pa/g)$
differenza di temperatura	ΔT	(K) o (°C)	*differenza di pressione*	Δp	(Pa)
potenza termica	$\Phi = US\ (\Delta T)$	(W)	*flusso di vapore*	$\Phi = \Pi\ S\ (\Delta p)$	(g/s)

Il metodo di Glaser (UNI EN ISO 13788) si sviluppa poi nelle seguenti sei fasi:

1. Calcolo delle temperature ad ogni interfaccia, sulla base della temperatura esterna (UNI 10349, valore medio mensile):

Generalmente per ottenere tali dati si utilizzano dei programmi informatici dedicati. Nella fase 3) sono indicati i dati di Reggio Emilia ottenuti in tale modo

3. Determinazione della pressione di vapore all'interfaccia aria esterna/parete, $p_{v,e}$ [Pa] (UNI 10349, valore medio mensile):

Reggio nell'Emilia					
Mese	T_e [°C]	$p_{v,e}$ [Pa]	*Mese*	T_e [°C]	$p_{v,e}$ [Pa]
Gennaio	1.1	557	Luglio	23.8	1946
Febbraio	3.2	613	Agosto	22.9	1913
Marzo	8.2	798	Settembre	19.6	1709
Aprile	12.7	1060	Ottobre	13.3	1219
Maggio	16.9	1375	Novembre	7.2	880
Giugno	21.2	1779	Dicembre	2.8	641

4. Calcolo della pressione di vapore all'interfaccia parete/aria interna, $p_{v,i}$ [Pa]:

$$p_{v,i} = \varphi_i \cdot p_s(T_i)$$

5. Reperimento della permeabilità dei vari materiali costituenti la parete, indi calcolo della permeanza della parete e, infine, del flusso di vapore:

$$\Pi = \frac{1}{\sum_{i=1}^{N} \frac{d_i}{\pi_i}} \qquad \Phi = \Pi \cdot A \cdot \Delta p$$

6. Calcolo, mediante la legge di Fick, della pressione di vapore ad ogni interfaccia interna alla parete, assumendo uniforme e stazionario il flusso di vapore:

$$\Delta p_i = \frac{s_i}{\pi_i} \cdot \frac{\Phi}{A}$$

Si confrontano infine tali valori con quelli previsti dalla normativa.

MODULO 5
CERTIFICAZIONE ENERGETICA

La *progettazione di un impianto* di riscaldamento e la *certificazione energetica* dell'immobile a cui è destinato procedono con le stesse analisi dei dati fino alla determinazione della conduttanza totale dell'unità immobiliare in esame. Dopo questo punto le procedure si differenziano in modo sostanziale. Nel prossimo capitolo metteremo in evidenza queste differenze e le motivazioni per cui non si devono confondere le due cose.

Soffermiamoci brevemente sulla modalità di **progettazione di un impianto di riscaldamento** dato che non svilupperemo questo tema durante l'anno.

Progettare significa dimensionare i suoi componenti per controllare la temperatura interna desiderata in corrispondenza a condizioni climatiche esterne significative. Le condizioni climatiche esterne da assumersi sono prescritte da leggi e pertanto non sono a discrezione del progettista. Gli impianti devono prevedere dispositivi di regolazione per adeguare la loro potenza termica alle effettive condizioni climatiche esterne che dipendono dalla località in cui ci si trova con l'immobile. L'analisi di questi dati richiede indagini di tipo statistico. Vediamo di seguito sinteticamente come si opera.

1) PARAMETRI CLIMATICI PER IL RISCALDAMENTO

Le grandezze che interessano la progettazione, la verifica e il dimensionamento degli impianti di riscaldamento sono:

- **La temperatura esterna di progetto : T_e**
- **Numero di gradi-giorno : GG**
- **Numero di giorni di riscaldamento : N**

I. Temperatura esterna di progetto : T_e

Per unità immobiliari residenziali, salvo casi particolari, **la temperatura interna T_i** è fissata per legge e vale: T_i= 20°C

Anche la **temperatura minima esterna** di progetto, **T_e**, per le diverse località è stabilita per legge (legge n.10/1991 e regolamento d'applicazione n.412 del 1993) come indicato in tabella 7

Provincia	Comune	Alt.	Zona	GG	T (°C)	Tem (°C)
AG	Agrigento	230	B	729	3	18,2
AL	Alessandria	95	E	2559	−8	12,8
AN	Ancona	16	D	1688	−2	15,1
AO	Aosta	583	E	583	−10	10,4
AP	Ascoli Piceno	154	D	1698	−2	14,8
AQ	L'Aquila	714	E	2514	−5	12,1
AR	Arezzo	246	E	2104	0	14,1
AT	Asti	123	E	2617	−8	12,3
AV	Avellino	348	D	1742	−2	13,9
BA	Bari	5	C	1185	0	16,4
BG	Bergamo	249	E	2533	−5	13,5
BI	Biella	420	E	2589	−9	10,8
BL	Belluno	383	E	2936	−10	11,2
BN	Benevento	135	C	1316	−2	14,3
BO	Bologna	54	E	2259	−5	14,2
BR	Brindisi	15	C	1083	0	16,6
BS	Brescia	149	E	2410	−7	13,5
BZ	Bolzano	262	E	2791	−15	12,6
CA	Cagliari	4	C	990	3	17,6
CB	Campobasso	701	E	2346	−4	12,7
CE	Caserta	68	C	1013	0	17,1
CH	Chieti	330	D	1556	0	15,0
CL	Caltanissetta	568	D	1550	0	15,8
CN	Cuneo	534	F	3012	−10	11,4
CO	Como	201	E	2228	−5	13,3
CR	Cremona	45	E	2389	−5	13,0
CS	Cosenza	238	C	1317	−3	16,6
CT	Catania	7	B	833	5	18,2
CZ	Catanzaro	320	C	1328	−2	16,1
EN	Enna	931	E	2248	−3	13,4
FE	Ferrara	9	E	2326	−5	13,1
FG	Foggia	76	D	1530	0	14,1
FI	Firenze	40	D	1821	0	14,8
FO	Forlì	34	D	2087	−5	14,2
FR	Frosinone	291	E	2196	0	11,8
GE	Genova	19	D	1435	0	16,1
GO	Gorizia	84	E	2333	−5	13,1

(segue)

Provincia	Comune	Alt.	Zona	GG	Te (°C)	Tem (°C)
GR	Grosseto	10	D	1550	0	15,2
IM	Imperia	10	C	1201	0	14,7
IS	Isernia	423	D	1866	−2	13,7
KR	Crotone	8	B	899	0	16,5
LC	Lecco	214	E	2383	−5	13,4
LO	Lodi	87	E	2592	−5	13,1
LE	Lecce	49	C	1153	0	17,1
LI	Livorno	3	D	1408	0	15,7
LT	Latina	21	C	1220	2	15,7
LU	Lucca	19	D	1715	0	14,8
MC	Macerata	315	D	2005	−2	13,6
ME	Messina	3	B	707	5	18,5
MI	Milano	122	E	2404	−5	13,7
MN	Mantova	19	E	2388	−5	13,9
MO	Modena	34	E	2258	−5	13,3
MS	Massa Carrara	65	D	1525	0	14,9
MT	Matera	200	D	1418	−2	16,6
NA	Napoli	17	C	1034	2	18,2
NO	Novara	159	E	2463	−5	12,8
NU	Nuoro	546	D	1602	0	14,6
OR	Oristano	9	C	1059	3	16,6
PA	Palermo	14	B	751	5	18,0
PC	Piacenza	61	E	2715	−5	12,1
PD	Padova	12	E	2383	−5	12,8
PE	Pescara	4	D	1718	2	16,1
PG	Perugia	493	E	2289	−2	13,2
PI	Pisa	4	D	1694	0	15,0
PN	Pordenone	24	E	2459	−5	12,2
PO	Prato	61	D	1668	0	15,2
PR	Parma	57	E	2502	−5	13,4
PS	Pesaro e Urbino	11	D	2083	−2	13,4
PT	Pistoia	67	D	1885	0	14,5
PV	Pavia	77	E	2623	−5	12,6
PZ	Potenza	819	E	2472	−3	12,5
RA	Ravenna	4	E	2227	−5	12,1
RC	Reggio Calabria	15	B	772	3	18,1
RE	Reggio Emilia	58	E	2560	−5	12,7
RG	Ragusa	502	C	1324	0	17,0
RI	Rieti	405	E	2324	−3	12,7
RM	Roma	20	D	1415	0	16,3
RN	Rimini	5	E	2139	−5	13,6
RO	Rovigo	7	E	2466	−5	13,3
SA	Salerno	4	C	994	2	18,4
SI	Siena	322	D	1943	−2	14,0
SO	Sondrio	307	E	2755	−10	11,9
SP	La Spezia	3	D	1413	0	14,2

Provincia	Comune	Alt.	Zona	GG	Te (°C)	Tem (°C)
SR	Siracusa	17	B	799	5	18,2
SS	Sassari	225	C	1185	2	16,1
SV	Savona	4	D	1481	0	15,8
TA	Taranto	15	C	1071	0	17,1
TE	Teramo	265	D	1834	0	14,3
TN	Trento	194	E	2567	−12	15,9
TO	Torino	239	E	2617	−8	12,4
TP	Trapani	3	B	810	5	18,2
TR	Terni	130	D	1650	−2	15,2
TS	Trieste	2	D	1929	−5	14,6
TV	Treviso	15	E	2378	−5	13,4
UD	Udine	113	E	2323	−5	13,6
VA	Varese	382	E	2652	−5	10,5
VB	Verbania	197	E	2426	−5	13,1
VC	Vercelli	130	E	2751	−7	12,4
VE	Venezia	1	E	2345	−5	13,8
VI	Vicenza	39	E	2371	−5	13,2
VR	Verona	59	D	2068	−5	13,7
VT	Viterbo	326	D	1989	−2	14,8
VV	Vibo Valentia	426	D	1586	−3	15,0

Tabella 7- Il valore Te rappresenta la temperatura di progetto – il valore Tem indica il valore medio stagionale della temperatura nella zona.

Se la località in esame non è tra quelle indicate si adotta come temperatura esterna quella della località più vicina indicata nell'elenco e la si modifica aumentando o diminuendo di un 1°C per ogni differenza di livello sul mare pari a 200 m in più o in meno; diminuzione di 1°C se si tratta di edifici isolati.

La differenza **(T_i-T_e)** è detta **escursione termica massima** e determina la potenza **F** dell'impianto visto che ad essa è direttamente proporzionale.

Ad esempio se un edificio a Genova, escursione termica massima (T_i-T_e)=20°C, richiede un generatore di potenza **Φ**, lo **stesso edificio** costruito in un paese di alta montagna, dove (T_i-T_e)=40°C, richiede un generatore di potenza 2**Φ**.

II. Gradi-giorno, GG, e numero di giorni di riscaldamento, N.

Il grado-giorno è, assieme alla T_e, un importante parametro climatico per l'analisi termica di un edificio. Infatti la legislazione nazionale sul risparmio energetico utilizza il grado-giorno per:

- Classificare il territorio in zone climatiche
- Definire i requisiti minimi di efficienza energetica richiesti per nuovi edifici/ristrutturazioni
- Determinare il periodo convenzionale d'accensione degli impianti di

riscaldamento.

Per calcolare il valore dei GG si segue la seguente procedura:

i. Si prendono in considerazione i valori della temperatura media giornaliera della località misurati per un adeguato numero di anni
ii. Partendo dall'autunno si identifica con l'indice **j=1** il primo giorno in cui la temperatura media giornaliera è minore di 12°C
iii. Si registra la temperatura media giornaliera di questo giorno come T_{e1}
iv. Si identifica con il valore **j=N** l'ultimo giorno primaverile in cui risulti ancora verificata la condizione $T_{eN}<12°C$.

Il numero **N** rappresenta il ***numero di giorni in cui è possibile per legge l'accensione degli impianti di riscaldamento***.

Il numero **GG** di gradi-giorno della località vale:

$$GG = \sum_{j=1}^{N} (T_i - T_{ej}) = \sum_{j=1}^{N} (20 - T_{ej}) \qquad [54]$$

Ad esempio, per Genova risulta N=166 (dal 1 novembre al 15 aprile) e GG=1435

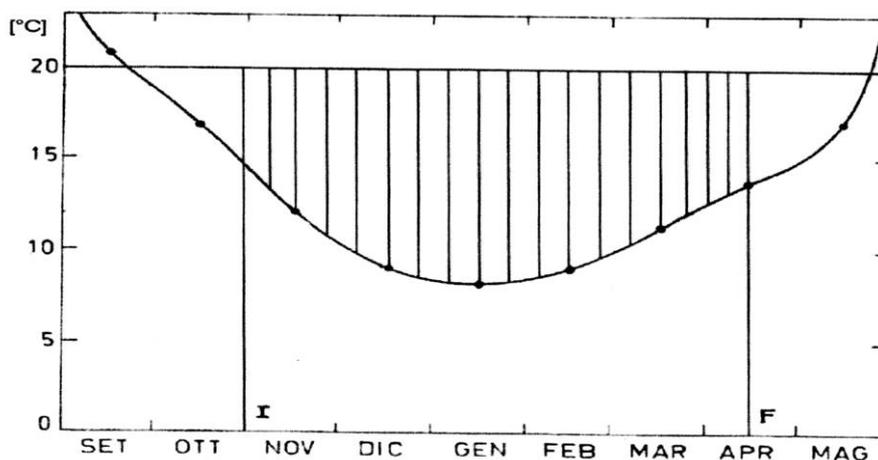



Figura 44 – temperature giornaliere di Genova

Con riferimento alla figura 44, si nota come il numero di gradi giorno sia stato ottenuto sommando, a partire dalla data convenzionale di inizio I e di fine F del riscaldamento e quindi per N giorni, le differenze di temperatura giornaliera:

$$(T_i - T_{ej})$$

L'utilizzo dei gradi-giorno per attuare una classificazione climatica del territorio è giustificato dal fatto che, almeno in prima approssimazione, **l'energia termica dispersa** da un edificio nell'arco della stagione invernale risulta proporzionale al numero dei gradi giorno GG.

2) CALCOLO DEI CONSUMI ENERGETICI DI UN EDIFICIO

Ipotizzando condizioni di ***regime stazionario***, il flusso termico F disperso dall'**edificio completo** vale:

$$\Phi = \Phi_V + \Phi_t \qquad [55]$$

Dove:

Φ_V = potenza termica dispersa per ventilazione

Φ_t = potenza termica dispersa attraverso l'involucro.

Ricordiamo la formula [46] per la potenza dispersa attraverso l'involucro:

$$\Phi_t = \left(\sum U_i S_i + \sum \Psi_j l_j\right)(T_i - T_e) \quad [46]$$

La quantità tra parentesi è chiamata **coefficiente di dispersione per trasmissione dell'edificio H_t [W/K]** che vale:

$$\mathrm{H}_t = \left(\sum U_i S_i e + \sum \Psi_j l_j e\right) \qquad [56]$$

Dove il moltiplicatore **e** rappresenta il **fattore di correzione per l'esposizione** dell'elemento ricavabile dalla tabella n.8:

Fattore di esposizione e							
N	NE	E	SE	S	SO	O	NO
1,20	1,20	1,25	1,10	1,00	1,05	1,10	1,15

Tabella 8

E la [46] prende la forma:

$$\Phi_t = H_t(T_i - T_e) \qquad [57]$$

Analogamente per la ventilazione si ha:

$$\Phi_V = H_V(T_i - T_e) \qquad [58]$$

Con H_V definito dalla:

$$H_V = V_i \rho c_p \qquad [59]$$

Dove

V_i= **portata dell'aria nello spazio riscaldato** in [m^3/s]

ρ = densità dell'aria alla temperatura interna di progetto (T_i= 20°C)

c_p = capacità termica specifica dell'aria a T_i che vale 1005 [J/kgK]

La normativa permette di utilizzare una formula semplificata rispetto alla [59] che in funzione del volume netto interno riscaldato V e dei numero di ricambi d'aria previsti vale:

$$H_V = 0.34nV \qquad [60]$$

Nel caso di n = 0,3 volumi all'ora diventa $H_V = 0.102V$

Nel caso **l'unità immobiliare** che si analizza sia solo una **parte di un edificio**, ad esempio un appartamento, è necessario inserire un termine aggiuntivo alla formula [57] che tenga conto delle dispersioni attraverso le superfici che non sono a contatto con l'esterno ma che separano l'unità immobiliare da zone dell'edificio non riscaldate come, ad esempio, il vano scale, i garage e le soffitte o i sottotetti. Dato che la temperatura di questi ambienti non determina i gradi giorno si introduce un fattore di correzione per queste superfici e si definisce un apposito **coefficiente di dispersione termica H_u** che vale:

$$\mathrm{H}_u = \left(\sum U_i S_i b_u + \sum \Psi_j l_j b_u\right) \qquad [61]$$

Dove **b_u** è un fattore di correzione che tiene conto della tipologia di ambiente non riscaldato con cui è collegata la superficie in esame. Tali valori sono indicati nella seguente tabella:

Tab. 9 Fattore di riduzione b_u per il calcolo delle dispersioni attraverso vani non riscaldati

Tipo di vano	b_u
Locali/numero di pareti del vano non riscaldato rivolte verso l'ambiente esterno:	
– con una parete esterna	0,4
– senza serramenti esterni e con almeno due pareti esterne	0,5
– con serramenti esterni e con almeno due pareti esterne (per esempio garage)	0,6
– con tre pareti esterne (per esempio vani scala esterni)	0,8
Cantine:	
– senza finestre/serramenti esterni	0,5
– con finestre/serramenti esterni	0,8
Sottotetti:	
– il tasso di ventilazione del sottotetto è elevato, (per esempio tetti ricoperti con tegole o altri materiali di copertura non a tenuta) senza rivestimento con feltro o assito	1,0
– altri tetti non isolati	0,9
– tetti isolati	0,7
Disimpegni interni (senza muri esterni; ricambio d'aria minore di 0,5 vol/h)	0
Disimpegni ventilati (aperture/volume $>$ 0,005 m^2/m^3)	1,0
Solette sospese (soletta sopra vespaio)	0,8

E la [57] diventa: $\Phi_t = (H_t + \mathrm{H}_u)(T_i - T_e)$ [62]

Durante il giorno **j** (quindi in un intervallo di tempo Δt= 3600·24=86400 s)

Viene dispersa l'energia termica:

$$Q_j = \Phi_j \Delta t = (H_t + \mathrm{H}_u + H_V)(T_i - T_{ej}) \cdot \Delta t \qquad [63]$$

(N.B. - con $H_u = 0$ se si tratta di tutto l'edificio)

Il **totale dell'energia dispersa nell'intera stagione** di riscaldamento (durata N giorni) è

$$Q_{Hnd} = \sum_{j=1}^{N} Q_j = 86400\,(H_t + \mathrm{H}_u + H_V) \sum_{j=1}^{N} (T_i - T_{ej})$$

Ricordando la definizione di gradi-giorno GG [54], si ha:

$$\boldsymbol{Q_{Hnd} = 86400(H_t + \mathrm{H}_u + H_V)GG} \quad [J] \qquad [64]$$

È fondamentale non confondere i gradi-giorno con la temperatura esterna di progetto per la quale si progetta l'impianto.

Il concetto di **gradi-giorno** serve per **classificare** le condizioni climatiche esterne delle varie località e determina (formula [64]) i **consumi di energia termica** mentre la temperatura esterna serve a dimensionare la caldaia.

ESEMPIO N.23

Si consideri il caso di due località **X** e **Y** che presentino la stessa temperatura esterna di progetto, T_e, ma che la località **X** abbia GG_x= 2000 K mentre la **Y** abbia GG_y=1000 K. Questo significa che i due edifici avranno la stessa differenza di temperatura di progetto, **(T_i-T_e), e di conseguenza è necessaria la stessa potenza termica per i due impianti,** ma durante l'arco di funzionamento annuale l'edificio in località **X consumerà** (vedi formula [64]) il doppio di quello in località **Y .**

FABBISOGNO DI ENERGIA PER LA PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA: Q_W

Questo fabbisogno inteso come quantità di energia termica richiesta per riscaldare una quantità di ACS alla temperatura desiderata si calcola con la seguente formula:

$$Q_W = \rho c V_W (Tu - To) G \qquad [Wh] \qquad [65]$$

Dove:

ρ è la densità dell'acqua (1000 kg/m^3)

c è il calore specifico dell'acqua pari a 1.162 Wh/kgK

V_w è il volume dell'acqua richiesta durante il periodo di 1 giorno [m^3/d]

Tu è la temperatura di erogazione dell'ACS, di norma 40°C

To è la temperatura dell'acqua fredda, di norma 15°C

G è il numero di giorni del periodo di calcolo di solito per le abitazioni 350-365[d]
Il volume giornaliero si calcola con la formula:

$$V_W = 4{,}514 Su^{0.7644} \quad [\frac{L}{d}] \qquad [66]$$

Dove Su è la superficie utile dell'unità immobiliare in esame.
Normalmente si assume come valore medio quello riferito ad un appartamento di Su=90 m^2 che comporta un Q_W= 1500 kWh=5400MJ.

ESEMPIO N.24
Si calcoli il fabbisogno termico annuo per la produzione di ACS di un appartamento avente superficie utile di 90 m^2.

- Calcolo del fabbisogno d'acqua giornaliero:

$$V_W = 4{,}514 Su^{0.7644} = 4.514 \cdot 90^{0.7644} = 141\frac{l}{d} = 0.141\, m^3/d$$

- Calcolo del fabbisogno termico annuale per l'ACS

$$Q_W = \rho c V_W (Tu - To) G = 1000 \cdot 1.162 \cdot 0.141 \cdot 25 \cdot 365 = 149058 Wh = 1495\, kWh = 5382\, MJ$$

Tenendo conto di questo consumo energetico il totale dell'energia dispersa stagionalmente diventa (formula [64]):

$$\boldsymbol{Q_{HTot} = 0.0864(H_t + \mathrm{H}_u + H_V)GG + \sum Q_W} \quad (MJ) \qquad [67]$$

Che rappresenta il totale effettivo del consumo energetico annuale.
In questa formula si sono trascurati gli effetti di consumo energetico dovuto agli impianti elettrici che per le abitazioni sono generalmente poco significativi.

3) ZONE CLIMATICHE E CATEGORIE DEGLI EDIFICI

Il territorio nazionale è stato suddiviso in sei **zone climatiche** in funzione dei gradi-giorno definendo anche il periodo di funzionamento ammissibile dell'impianto e il numero di ore giornaliere (vedi tab.10).

Tabella 10

ZONA CLIM.	GRADI GIORNO	ORE DI FUNZ.	PERIODO DI FUNZ.
A	Fino a 600	6	dal 1/12 al 15/3
B	601 – 900	8	dal 1/12 al 31/3
C	901 – 1400	10	dal 15/11 al 31/3
D	1401 – 2100	12	dal 1/11 al 15/4
E	2101- 3000	14	dal 15/10 al 15/4
F	Oltre 3000	nessuna limitazione	

Geograficamente tali zone sono individuate nella quarta colonna della tabella 7 e nella seguente figura per le località che non vi sono comprese:

Figura 45 – Zone climatiche

Gli edifici sono classificati poi per **categorie** in base alla loro destinazione d'uso come indicato nella seguente tabella:

Tabella 11 – Classificazione per categorie degli edifici

E1 (1)	abitazioni adibite a residenza con carattere continuativo quali abitazioni civili e rurali, collegi, luoghi di ricovero, case di pena, caserme, conventi.
E1 (2)	abitazioni adibite a residenza con occupazione saltuaria, quali case per vacanze, fine settimana e simili
E1 (3)	edifici adibiti ad albergo, pensione ed attività similari
E2	edifici adibiti a uffici e assimilabili
E3	edifici adibiti a ospedali, cliniche o case di cura e assimilabili
E4 (1)	cinema e teatri, sale di riunioni per congressi
E4 (2)	mostre, musei e biblioteche, luoghi di culto
E4 (3)	bar, ristoranti, sale da ballo
E5	negozi, magazzini di vendita all'ingrosso o al minuto, supermercati, esposizioni
E6 (1)	piscine, saune e assimilabili
E6 (2)	palestre e assimilabili
E6 (3)	servizi di supporto alle attività sportive
E7	edifici adibiti ad attività scolastiche a tutti i livelli e assimilabili
E8	edifici adibiti ad attività industriali ed artigianali e assimilabili

I valori massimi delle temperature interne nel periodo di funzionamento dell'impianto sono posti pari a T_i= 18°C per gli edifici di classe E8 e T_i= 20°C per tutte le altre categorie; su entrambi i valori è ammessa una tolleranza di +1°C. Deroghe particolari possono essere concesse dalle autorità comunali per le categorie E3 (ospedali) e E6 (piscine).

Classificazione degli indici di prestazione energetica: EPi, EP_{ACS} ed EPgl

a) Con riferimento all'indice di prestazione invernale EPi i limiti delle classi energetiche sono definiti sulla base dell'indice di prestazione energetica limite (funzione di S/V e GG per il momento…) In base alla seguente tabella:

Scala di classi energetiche per la prestazione energetica per la climatizzazione invernale EP_i

Classe A_i^+ < 0,25 EP_{iL} (2010)		
0,25 EP_{iL} (2010)	≤ Classe A_i ≤	0,50 EP_{iL} (2010)
0,50 EP_{iL} (2010)	≤ Classe B_i <	0,75 EP_{iL} (2010)
0,75 EP_{iL} (2010)	≤ Classe C_i <	1,00 EP_{iL} (2010)
1,00 EP_{iL} (2010)	≤ Classe D_i <	1,25 EP_{iL} (2010)
1,25 EP_{iL} (2010)	≤ Classe E_i <	1,75 EP_{iL} (2010)
1,75 EP_{iL} (2010)	≤ Classe F_i <	2,50 EP_{iL} (2010)
Classe G_i ≥ 2,50 EP_{iL} (2010)		

NUOVI EDIFICI

Limite di Legge

b) Con riferimento all'indice di prestazione invernale EP_{ACS} i limiti delle classi energetiche sono definiti in base alla seguente tabella:

Scala delle classi energetiche per la prestazione energetica per la preparazione dell'acqua calda per usi igienici e sanitari EPacs

Classe A_{acs} < 9 kWh/(m^2 anno)		
9 kWh/(m^2 anno)	≤ Classe B_{acs} ≤	12 kWh/(m^2 anno)
12 kWh/(m^2 anno)	≤ Classe C_{acs} <	18 kWh/(m^2 anno)
18 kWh/(m^2 anno)	≤ Classe D_{acs} <	21 kWh/(m^2 anno)
21 kWh/(m^2 anno)	≤ Classe E_{acs} <	24 kWh/(m^2 anno)
24 kWh/(m^2 anno)	≤ Classe F_{acs} <	30 kWh/(m^2 anno)
Classe G_{acs} ≥ 30 kWh/(m^2 anno)		

c) Con riferimento all'indicatore EPgl, i limiti delle classi sono definiti sulla base dei valori dell'indice di prestazione energetica limite EP_{Li} (funzione di S/V e GG) e dei consumi stimati di acqua calda per usi igienici e sanitari.

1. I valori di EP_{Li} da utilizzare sono quelli riportati nella tabella 14 del capitolo 6.
2. Il valore di EPgl viene confrontato con la scala di valori costituenti le classi energetiche articolate in otto fasce, caratterizzate da consumi crescenti (dalla lettera A+ alla lettera G) come riportato in tabella 11 b.

Tabella 11 b

Scala di classi energetiche a cui riferirsi per la valutazione della prestazione energetica globale dell'edificio, EPgl

Classe A_{gl}^{+} < 0,25 EP_{iL} (2010) + 9 kWh/(m^2 anno)		
0,25 EP_{iL} (2010) + 9 kWh/(m^2 anno)	≤ Classe A_{gl} ≤	0,50 EP_{iL} (2010) + 9 kWh/(m^2 anno)
0,50 EP_{iL} (2010) + 9 kWh/(m^2 anno)	≤ Classe B_{gl} <	0,75 EP_{iL} (2010) + 12 kWh/(m^2 anno)
0,75 EP_{iL} (2010) + 12 kWh/(m^2 anno)	≤ Classe C_{gl} <	1,00 EP_{iL} (2010) + 18 kWh/(m^2 anno)
1,00 EP_{iL} (2010) + 18 kWh/(m^2 anno)	≤ Classe D_{gl} <	1,25 EP_{iL} (2010) + 21 kWh/(m^2 anno)
1,25 EP_{iL} (2010) + 21 kWh/(m^2 anno)	≤ Classe E_{gl} <	1,75 EP_{iL} (2010) + 24 kWh/(m^2 anno)
1,75 EP_{iL} (2010) + 24 kWh/(m^2 anno)	≤ Classe F_{gl} <	2,50 EP_{iL} (2010) + 30 kWh/(m^2 anno)
Classe G_{gl} ≥ 2,50 EP_{iL} (2010) + 30 kWh/(m^2 anno)		

Ove:

- il coefficiente moltiplicativo di EP_{Li} è adimensionale;
- EP_{Li} è l'indice di prestazione energetica limite riportato nel capitolo 6:
    - tabella 11 per gli edifici di categoria E.1 con esclusione dei collegi, conventi, case di pena e caserme, espresso in [(kWh/m^2)/anno],

Nei nuovi impianti, deve essere presente un sistema di contabilizzazione del calore e la regolazione della temperatura interna per ogni unità immobiliare.

Di seguito è rappresentata una scheda in cui sono riassunti i valori e le tabelle redate per la certificazione di un'unità immobiliare a Cosenza:

Valori limite dell'indice di prestazione energetica

ESEMPIO PER COSENZA

Selezionare il tipo di edificio (Residenziale o altro edificio)
Residenziale

INSERISCI IL NOME DEL COMUNE	Provincia	Gradi Giorno (GG)	Zona Climatica	N° ore Riscald.	N° giorni Riscald.	Periodo Riscald.	Altitud. (m)	Superficie Esterna Disperdente (m^2)	Volume Lordo (m^3)	S/V
COSENZA	CS	1317	C	10	137	15 NOV. - 31 MAR.	238	2500	2900	0,862

Inserisci gli indici di prestazione parziale dell'edificio				
EP_i =	14,5	kWh/m2 anno	Classe	Ai+
EP_{ACS} =	19,4	kWh/m2 anno	Classe	Dacs
$EP_{gl} = EP_i + EP_{ACS}$ =	33,9	kWh/m2 anno	Classe	Agl

Valori limite, applicabili dal 1 gennaio 2010, dell'indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale, espresso in kWh/m2 anno

Rapporto di forma dell'edificio S/V	Zona climatica									
	A	B		C		D		E		F
	fino a 600 GG	a 601 GG	a 900 GG	a 901 GG	a 1400 GG	a 1401 GG	a 2100 GG	a 2101 GG	a 3000 GG	oltre 3000 GG
<= 0,2	8,5	8,5	12,8	12,8	21,3	21,3	34	34	46,8	46,8
>= 0,9	36	36	48	48	68	68	88	88	116	116

$EP_{i,L}$ = 62,25 kWh/m2 anno

INDICE EP_i					INDICE GLOBALE EP_{gl}			
A+	<	15,6	kWh/m2 anno		A+	<	24,6	kWh/m2 anno
A	<	31,1	kWh/m2 anno		A	<	40,1	kWh/m2 anno
B	<	46,7	kWh/m2 anno		B	<	58,7	kWh/m2 anno
C	<	62,2	kWh/m2 anno	RIF. NORMATIVO	C	<	80,2	kWh/m2 anno
D	<	77,8	kWh/m2 anno		D	<	98,8	kWh/m2 anno
E	<	108,9	kWh/m2 anno		E	<	132,9	kWh/m2 anno
F	<	155,6	kWh/m2 anno		F	<	185,6	kWh/m2 anno
G	≥	155,6	kWh/m2 anno		G	≥	185,6	kWh/m2 anno

4) CENNI SULLA LEGISLAZIONE RELATIVA ALLE PRESTAZIONI ENERGETICHE DEGLI EDIFICI

Da quanto detto nei moduli precedenti si evidenzia la necessità di ridurre e contenere sempre di più le richieste energetiche nel settore edilizio attraverso una più attenta progettazione dei nuovi edifici, un più spinto isolamento termico, una maggiore efficienza degli impianti di riscaldamento e di produzione dell'acqua calda sanitaria.
Nel nostro Paese, il riscaldamento invernale degli edifici consuma circa 30Mtep/anno (Mtep=10^6 tonnellate equivalenti di petrolio) prevalentemente sotto forma di combustibili fossili (metano, gasolio, ecc.) cui corrisponde all'immissione nell'atmosfera di circa 80 milioni di tonnellate di CO_2.
I Decreti Legislativi n.192 (8/10/2005), n.311 (29/12/2006) nonché le "norme in materia di certificazione degli edifici" in attuazione della direttiva UE 2002/91 in vigore dal 1/1/2010 impongono per:

Nuovi edifici/ristrutturazioni

- Trasmittanze termiche di pareti opache e trasparenti inferiori a limiti stabiliti in funzione del numero di gradi-giorno, GG, della località
- L'impianto di climatizzazione dovrà avere un rendimento globale superiore ad un limite minimo in funzione della sua potenza termica
- Fabbisogno di energia primaria per il riscaldamento invernale inferiore ad un valore limite stabilito in funzione del numero di GG della località e del fattore di forma S/V dell'edificio
- Certificazione energetica degli edifici.

Edifici esistenti

- **C**ertificazione energetica degli edifici in modo da evidenziare e suggerire i più opportuni interventi di riqualificazione energetica degli stessi.

La legislazione suddetta si richiama ad un imponente mole di norme tecniche UNI, CEN. Risultano di particolare importanza le seguenti:

- UNI/TS 11300-1 = Prestazioni energetiche degli edifici – parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva e invernale
- UNI/TS 11300-2 = Prestazioni energetiche degli edifici – parte 2:
  Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e la produzione di acqua calda sanitaria.

Si introducono **indici di prestazione energetica EP** (Energy Performance index) in termini di energia primaria consumata. Gli indici vengono calcolati in **kWh/m²anno** cioè per unità di superficie abitabile nel caso di edifici residenziali (categoria E1) o in **kWh/m³anno** quindi per unità di volume per tutte le altre categorie.

Nel calcolo degli indici di prestazione si tiene conto di:

- Energia primaria consumata direttamente dal generatore di calore
- Energia primaria consumata nelle centrali termoelettriche per produrre l'energia elettrica utilizzata dall'impianto (pompe, bruciatori, regolatori, ecc.)
- Apporti di energia primaria derivanti da contributi gratuiti come l'irraggiamento solare.

Va messa in evidenza un'importante disposizione delle norme di legge che **impone la certificazione energetica per ogni unità immobiliare all'atto dell'acquisto, pena la nullità dello stesso in caso di inadempienza**.
Nelle regioni in cui la certificazione era stata adottata con leggi regionali precedentemente all'obbligo nazionale si è verificato una perdita di valore significativa con l'abbassamento della classe energetica dell'immobile. Questo fatto ha comportato un cresciuto interesse delle imprese costruttrici nei confronti della tematica energetica.

Per completezza nella successiva tabella 12 sono indicate le norme UNI relative alla materia in esame da rispettare oltre a quelle precedentemente analizzate.

Tabella 12

Repertorio delle principali norme tecniche UNI	
Norma	**Titolo**
UNI 7745	Materiali isolanti - Determinazione della conduttività termica con il metodo della piastra calda con anello di guardia
UNI 7891	Materiali isolanti - Determinazione della conduttività termica con il metodo dei termoflussimetri
UNI 9233	Determinazione delle proprietà di trasmissione del vapore acqueo di materiali da costruzione ed isolanti termici
EN ISO 10077/1	Prestazioni termiche di finestre, porte e schermi oscuranti - Calcolo della trasmittanza termica - Parte 1 - Metodo semplificato
EN ISO 10077/2	Prestazioni termiche di finestre, porte e schermi oscuranti - Calcolo della trasmittanza termica - Parte 2 - Metodo numerico per telai
UNI 10347	Riscaldamento e raffrescamento degli edifici - Energia termica scambiata tra una tubazione e l'ambiente circostante - Metodo di calcolo
UNI 10348 e UNI FA 1	Riscaldamento degli edifici - Rendimento dei sistemi di riscaldamento - Metodo di calcolo
UNI 10349	Riscaldamento e raffrescamento degli edifici - Dati climatici
UNI 10350	Componenti edilizi e strutture edilizie - Prestazioni igrotermiche - Stima della temperatura superficiale interna per evitare umidità critica superficiale e valutazione del rischio di condensazione interstiziale
UNI 10351	Materiali da costruzione - Valori della conduttività termica e permeabilità al vapore
UNI 10355	Murature e solai - Valori della resistenza termica e metodi di calcolo
UNI 10375	Metodo di calcolo della temperatura interna estiva degli ambienti
UNI 10376	Isolamento termico degli impianti di riscaldamento e raffrescamento degli edifici
UNI 10379	Riscaldamento degli edifici - Fabbisogno energetico convenzionale normalizzato
UNI 10389	Generatori di calore - Misurazione in opera del rendimento di combustione
UNI EN 832	Prestazione termica degli edifici - Calcolo del fabbisogno di energia per il riscaldamento - Edifici residenziali
UNI EN ISO 10456	Materiali e prodotti per edilizia - Procedimenti per la determinazione dei valori termici dichiarati e di progetto
UNI EN ISO 10211-1 UNI EN ISO 10211-2	Ponti termici in edilizia - Flussi termici e temperature superficiali - Metodi generali di calcolo
UNI EN ISO 13370	Prestazione termica degli edifici - Trasferimento di calore attraverso il terreno - Metodi di calcolo
UNI EN ISO 13789	Prestazione termica degli edifici - Coefficiente di perdita di calore per trasmissione - Metodi di calcolo
UNI EN ISO 14683	Ponti termici in edilizia - Coefficiente di trasmissione termica lineica - Metodi semplificati e valori di riferimento

5) VALUTAZIONE SEMPLIFICATA DELLE PRESTAZIONI ENERGETICHE DEGLI EDIFICI.

Nel calcolo del fabbisogno energetico dell'edificio Q_{Hnd} (formula [67]) non si è tenuto conto dell'efficienza dell'impianto di riscaldamento per quanto riguarda la generazione dell'energia termica (in altri termini quanta dell'energia prodotta dal combustibile viene effettivamente utilizzata per riscaldare l'ambiente), la sua distribuzione ai singoli ambienti, la sua regolazione e la sua emissione da parte dei terminali dell'impianto. La quantificazione delle prestazioni energetiche degli edifici viene effettuata, in accordo con l'attuale legislazione, in termini di **sistema edificio+impianto**.
Come accennato gli aspetti che influenzano l'aggiunta di energia dispersa riguardano la costruzione dell'impianto e vengono quantificati con i seguenti coefficienti di rendimento:

- **η_e<1 – rendimento di emissione –** tiene conto delle dispersioni derivanti dalla tipologia di terminali utilizzati
- **η_r<1 – rendimento di regolazione –** tiene conto delle penalizzazioni prodotte da un imperfetto sistema di regolazione della temperatura interna (in realtà non siamo in regime stazionario)
- **η_d<1 – rendimento di distribuzione –** tiene conto delle dispersioni della rete di distribuzione del fluido termovettore
- **η_{gn}<1 – rendimento del generatore**

Il **rendimento globale medio stagionale** esprime la complessiva prestazione termica dell'impianto e vale:

$$\eta_g = \eta_e \eta_r \eta_d \eta_{gn} \qquad [68]$$

La valutazione dei vari rendimenti è molto complessa ma, per i nostri scopi, si possono utilizzare i valori indicati nella seguenta tabella 13:

Tabella 13 -rendimenti

1. Rendimento di emissione (η_e)

Radiatori	0,94
Ventilconvettori	0,95
Termoconvettori e bocchette aria calda	0,92
Pannelli a pavimento	0,96
Pannelli a soffitto e parete	0,95
Altri	0,92

2. Rendimento di regolazione (η_{rg})

Regolazione On-Off	0,94
Altre regolazioni	0,96

3. Rendimento di distribuzione (η_d)

Impianti centralizzati con montanti di distribuzione	0,92
Impianti centralizzati a distribuzione orizzontale	0,94
Impianti autonomi	0,96
Altre tipologie	0,92

4. Rendimento di generazione (η_{gn})

η_{gn} = Valore di base - F1 - F2 - F3 - F4 - F5 - F6

dove i valori di base e i coefficienti riduttivi F sono ricavati, ove pertinenti, dalle successive tabelle in funzione della tipologia del generatore di calore e delle caratteristiche in Legenda

Legenda dei coefficienti riduttivi F

F1	Riduzione che tiene conto del rapporto medio fra la potenza del generatore installato e la potenza di progetto richiesta
F2	Riduzione per installazione all'esterno
F3	Riduzione per camino di altezza maggiore di 10 m
F4	Riduzione che tiene conto della temperatura media di caldaia.
F5	Riduzione in presenza di generatore monostadio
F6	Riduzione che tiene conto della temperatura di ritorno in caldaia.

Generatori di calore atmosferici tipo B classificati **

Valore di base	F1	F2	F4
0,90	-0,03	-0,09	-0,02

Generatori di calore a camera stagna tipo C per impianti autonomi classificati ***

Valore di base	F1	F2	F4
0,93	-0,03	-0,04	-0,01

Generatori di calore a gas o gasolio, bruciatore ad aria soffiata o premiscelati, modulanti, classificati **

Valore di base	F1	F2	F3	F4	F5
0,90	-0,02	-0,01	-0,02	-0,01	-0,01

Generatori di calore a gas a condensazione classificati ****

Valore di base	F2	F5	F6
1,01	-0,01	-0,03	-0,03

Generatori di aria calda a gas o gasolio con bruciatore ad aria soffiata opremiscelato, funzionamento on-off. Generatori di aria calda a gas a camera stagna con ventilatore nel circuito di combustione di tipo B o C, funzionamento on-off

Valore di base	F2
0,90	-0,03

La quantità di **energia primaria totale** che si consumerà risulta quindi dalla:

$$Q_H = \frac{Q_{Hnd}}{\eta_g} \qquad [69]$$

Indici per la caratterizzazione energetica degli edifici

I principali indici previsti dalle norme sono:

1) indice di prestazione energetica dell'involucro

- edifici residenziali della classe E1, esclusi collegi, conventi, case di pena e caserme

$$EPi_{inv} = \frac{Q_{Hnd}}{A} \qquad \left(\frac{kWh}{m^2 anno}\right) \qquad [70]$$

- Per tutti gli altri edifici

$$EPi_{inv} = \frac{Q_{Hnd}}{V} \qquad \left(\frac{kWh}{m^3 anno}\right) \qquad [71]$$

Dove

A= superficie utile (definita come superficie netta calpestabile della zona riscaldata)

V= volume lordo riscaldato, definito dalle superfici che lo delimitano.

2) indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale

- edifici residenziali della classe E1, esclusi collegi, conventi, case di pena e caserme

$$EPi = \frac{Q_H}{A} \qquad \left(\frac{kWh}{m^2 anno}\right) \qquad [72]$$

- Per tutti gli altri edifici

$$EPi = \frac{Q_H}{V} \qquad \left(\frac{kWh}{m^3 anno}\right) \qquad [73]$$

3) indice di prestazione energetica dell'impianto per la produzione di acqua calda sanitaria (ACS)

- edifici residenziali della classe E1, esclusi collegi, conventi, case di pena e caserme

$$EP_{acs} = \frac{Q_W}{A} \qquad \left(\frac{kWh}{m^2 anno}\right) \qquad [74]$$

- Per tutti gli altri edifici

$$EP_{acs} = \frac{Q_W}{V} \qquad \left(\frac{kWh}{m^3 anno}\right) \qquad [75]$$

4) indice di prestazione energetica globale

- edifici residenziali della classe E1, esclusi collegi, conventi, case di pena e caserme

$$EP_{gl} = \frac{Q_H + Q_W}{A} = EPi + \ EP_{acs} \qquad \left(\frac{kWh}{m^2 anno}\right) \qquad [76]$$

- Per tutti gli altri edifici

$$EP_{gl} = \frac{Q_H + Q_W}{V} = EPi + \ EP_{acs} \qquad \left(\frac{kWh}{m^3 anno}\right) \qquad [77]$$

6) PRESTAZIONI ENERGETICHE RICHIESTE PER NUOVI EDIFICI O RISTRUTTURAZIONI

Nella seguente tabella si riportano i valori limite, **EP_{Li}**, dell'indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale applicabili dal 1 gennaio 2010. I limiti EP_{Li} espressi in [kWh/m^2anno] per edifici di classe E1 sono tabellati in funzione del **coefficiente di forma** dell'edificio **S/V** e del numero di gradi giorno **GG**.

Si precisa che:

- **S** [m^2] = superficie totale che delimita verso l'esterno il volume riscaldato V (da non confondere né con le singole superfici S del calcolo della trasmittanza delle singole pareti né con la A cioè con la superficie utile di calpestio)
- **V** [m^3] = volume lordo riscaldato definito dalle superfici che lo delimitano.

Tabella 14 – Indice di prestazione limite

Valori limite **EP_{Li}**, applicabili dal 1° gennaio **2010**, espressi in [kWh/m^2anno]										
Rapporto di forma dell'edificio S/V	**Zona climatica**									
	A	**B**		**C**		**D**		**E**		**F**
	Fino a 600 GG	da 601 GG	a 900 GG	da 901 GG	a 1400 GG	da 1401 GG	a 2100 GG	da 2101 GG	a 3000 GG	oltre 3000 GG
≤ 0.2	8.5	8.5	12.8	12.8	21.3	21.3	34	34	46.8	46.8
≥ 0.9	36	36	48	48	68	68	88	88	116	116

Per GG< 600 e GG>3000 i valori di EP_{Li} rimangono costanti, come pure rimangono costanti quando il coefficiente di forma S/V<0.2 oppure S/V>0.9.

I valori della tabella ***devono essere interpolati linearmente*** per valori GG compresi tra gli estremi che delimitano le zone climatiche (Vedi esempio n.26).

Un ulteriore requisito riguarda il **rendimento globale medio stagionale dell'impianto** (eq. [68]) che dovrà risultare superiore a:

$$\eta_g\% = 75 + 3\log P_n \qquad [78]$$

Dove P_n [kW] è la potenza nominale del generatore indicata dal fornitore della caldaia.
Ulteriori requisiti riguardano i valori limite di trasmittanza da rispettare per le pareti opache e trasparenti.

I valori limite richiesti sono riportati nelle sottostanti tabelle. (N.B. da notare che, rispetto ai valori richiesti nel 2008, dal 2010 si è attuata un ulteriore restrizione)

Anche la trasmittanza termica delle strutture edilizie di separazione verticali e orizzontali tra edifici o unità immobiliari dovrà essere inferiore o uguale a U=0.8[W/m^{2}K].

Il medesimo limite deve essere rispettato per tutte le strutture opache, verticali, orizzontali e inclinate, che delimitano verso l'ambiente esterno gli ambienti non dotati di riscaldamento.

Un'**ultima verifica obbligatoria è quella igrometrica** delle strutture perimetrali.

Di quest'ultima abbiamo accennato al metodo di Glaser (vedi punto 4.6), ma non ne svilupperemo oltre le procedure in quanto nella certificazione termica non è espressamente richiesta.

PRODUZIONE DI $C0_2$ DI UN IMPIANTO DI RISCALDAMENTO A METANO

La quantità di energia totale consumata in un anno vale Q_H [69]. Con valori in MJ o kWh, quella per m^{2}anno si trova con la [77]: EP_{gl} in kWh/m^{2}anno. Se l'impianto che la produce è a gas metano la massa di anidride carbonica prodotta per ogni m^3 di gas consumato vale:

$$\frac{m_{CO2}}{V} = 1.9\ kg/m^3$$

L'energia di combustione per ogni m^3 di gas bruciato vale:

$$\frac{Q}{V} = 38.58\ MJ/m^3$$

Ne segue che la massa per MJ vale:

$$\frac{m_{CO2}}{Q} = \frac{1.9}{38.58} = 0.05\frac{kg}{MJ} = 0.2\ kg/kWh$$

Nella certificazione ambientale è richiesta la quantità di CO_2 per ogni m^2 all'anno cioè:

$$m_{CO2} = \frac{m_{CO2}}{Q}EPgl = 0.2EPgl \qquad [\frac{kg}{m^2 anno}]$$

Tabella 15 limiti sui valori di trasmittanza

Valore limite della trasmittanza termica delle strutture opache verticali

Zona climatica	Dal 1° Gennaio 2008 U [W/m^{2}K]	Dal 1° Gennaio 2010 U [W/m^{2}K]
C	0.46	0.40
D	0.40	0.36
E	0.37	0.34
F	0.35	0.33

Valore limite della trasmittanza termica delle strutture opache orizzontali o inclinate di copertura in W/m^{2}K

Zona climatica	Dal 1° Gennaio 2008 U [W/m^{2}K]	Dal 1° Gennaio 2010 U [W/m^{2}K]
C	0.42	0.38
D	0.35	0.32
E	0.32	0.30
F	0.31	0..29

Valore limite della trasmittanza termica delle strutture opache orizzontali di pavimento in W/m^{2}K

Zona climatica	Dal 1° Gennaio 2008 U [W/m^{2}K]	Dal 1° Gennaio 2010 U [W/m^{2}K]
C	0.49	0.42
D	0.41	0.36
E	0.38	0.33
F	0.36	0.32

Valore limite trasmittanza delle chiusure trasparenti comprensive degli infissi in W/m^{2}K [$S_v < 25\%$ Sup. perimetrale]

Zona climatica	Dal 1° Gennaio 2008 U [W/m^{2}K]	Dal 1° Gennaio 2010 U [W/m^{2}K]
C	3.0	2.6
D	2.8	2.4
E	2.4	2.2
F	2.2	2.0

Valore limite trasmittanza delle chiusure trasparenti comprensive degli infissi in W/m^{2}K [$S_v > 25\%$ Sup. perimetrale]

Zona climatica	Dal 1° Gennaio 2008 U [W/m^{2}K]	Dal 1° Gennaio 2010 U [W/m^{2}K]
C	2.4	2.1
D	2.2	1.9
E	2.0	1.7
F	1.8	1.5

ESEMPIO N.25

La trasmittanza termica di una parete perimetrale è U=1.80 W/m^{2}K. La parete fa parte di un edificio da ristrutturare in zona climatica C isolando termicamente la struttura mediante iniezione nell'intercapedine (spessore 5 cm) di una resina poliuretanica con conduttività utile di calcolo λ= 0.044 W/mK. Verificare se tale intervento rende la parete adeguata alle attuali prescrizioni legislative. (Resistenza specifica dell'intercapedine d'aria R_{in}= 0.150 m^{2}K/W)

Dati: U=1.80 W/m^{2}K, λ= 0.044 W/mK, s= 5.0 cm; R_{in}= 0.150 m^{2}K/W

La resistenza specifica della parete nello stato attuale vale:

$$R = \frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{s_A}{\lambda_A} + \frac{s_B}{\lambda_B} + R_{in} + \frac{1}{h_e} = 0.55\, m^2K/W$$

La resistenza della parete dopo l'intervento risulta:

$$R_f = R - R_{in} + \frac{s}{\lambda} = 0.55 - 0.15 + \frac{0.05}{0.044} = 1.54\, m^2K/W$$

La trasmittanza finale diventa:

$$U_f = \frac{1}{R_f} = \frac{1}{1.54} = 0.65\, W/m^2K$$

Il che riduce le perdite del 64%.

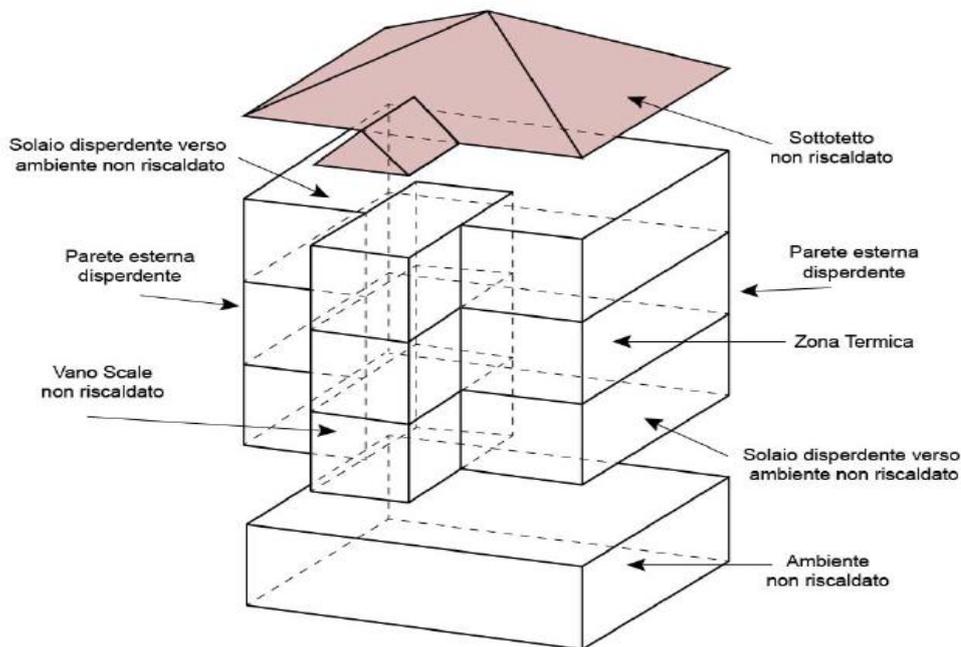
Dalla tabella 15 risulta però che la trasmittanza limite per la zona C è U_{Lim}=0,40 W/m^{2}K e pertanto nonostante il miglioramento la parete non rispetta ancora i limiti di legge.

Tabella 15.1 – Coefficienti di emissione di CO_2

Combustibile	**Emissione di CO_2 [kg_{CO2}/kWh]**
Olio combustibile	0.330
Gas/GPL	0.227
Antracite	0.394
Lignite	0.433
Carbone generico	0.467
Fonti rinnovabili	0
Mix elettrico	0.2

Modalità di calcolo del rapporto S/V di un edificio

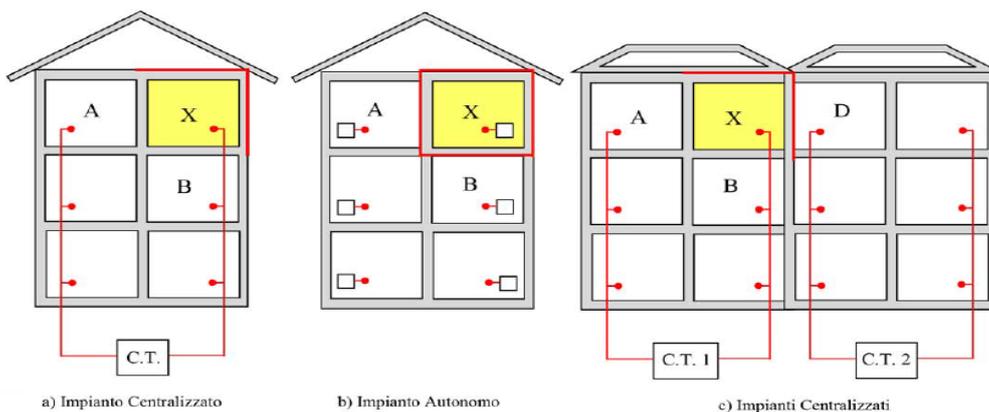
- Nel caso si tratti di un condominio composto da più unità immobiliari le superfici disperdenti S e il volume riscaldato V sono indicate nell'esempio in figura:

EDIFICI E UNITA' IMMOBILIARI

Individuazione del volume riscaldato e delle superfici disperdenti per il calcolo di S/V

Riferendosi all'analisi tenendo conto del tipo di impianto di riscaldamento si ha:

Zonizzazione e individuazione del sistema edificio-impianto

La superficie disperdente per l'unità immobiliare X è costituita da:

a) la superficie lorda delle strutture opache e trasparenti rivolte verso l'esterno e verso il sottotetto;
b) la superficie lorda delle strutture opache e trasparenti rivolte verso l'esterno, verso il sottotetto e verso le unità immobiliari A e B;
c) la superficie lorda delle strutture opache e trasparenti rivolte verso l'esterno, verso il sottotetto e verso l'unità immobiliare D.

Regole per la definizione della superficie disperdente (indicata in rosso) ai fini del calcolo

Nel caso si tratti di un condominio con impianto centralizzato:

Se L'IMPIANTO È AUTONOMO si esegue solamente il calcolo per ogni singola unità immobiliare.

Per gli EDIFICI ESISTENTI segue la procedura sotto indicata:

Certificazione di Edifici Esistenti – Diagnosi Energetica

Per ognuno degli interventi elencati occorre valutare la concreta possibilità che siano inseriti in provvedimenti di incentivazione con recupero delle quote di investimento iniziale (quali ad esempio la possibilità di recupero fiscale al 55% introdotta dalle Leggi Finanziarie) o di contribuzione sull'esercizio futuro (quale ad esempio il "conto energia" per il fotovoltaico).

ESEMPIO N. 26

Un edificio, caratterizzato da un rapporto di forma S/V=0.39, deve essere ristrutturato nella zona climatica E (GG=2404). Si calcoli l'indice limite delle dispersioni invernali EP_{Li}.

Dati: S/V=0.39, GG=2404, zona climatica E

Il valore di EP_{Li} si calcola mediante doppia interpolazione sulla base della tabella 14 in funzione dei gradi giorno GG e del fattore di forma S/V.

Prima interpolazione sui gradi giorno (zona E) per GG=2404. Si ottengono i seguenti valori:

Valori limite EP_{Li}, applicabili dal 1° gennaio **2010**, espressi in [kWh/m²anno]										
Rapporto di forma dell'edificio S/V	**Zona climatica**									
	A	**B**		**C**		**D**		**E**		**F**
	Fino a 600 GG	da 601 GG	a 900 GG	da 901 GG	a 1400 GG	da 1401 GG	a 2100 GG	da 2101 GG	a 3000 GG	oltre 3000 GG
≤ 0.2	8.5	8.5	12.8	12.8	21.3	21.3	34	34	46.8	46.8
≥ 0.9	36	36	48	48	68	68	88	88	116	116

- Per il valore limite inferiore corrispondente ad S/V=0.2

$$EP_{Li} = 34 + (46.8 - 34)\frac{2404 - 2101}{3000 - 2101} = 43.4\ kWh/m^2anno$$

- Per il valore limite superiore corrispondente a S/V=0.9

$$EP_{Li} = 88 + (116 - 88)\frac{2404 - 2101}{3000 - 2101} = 97.4\ kWh/m^2anno$$

Seconda interpolazione per determinare il valore di EP_{Li} dell'edificio in esame con rapporto S/V=0.39:

$$EP_{Li} = 43.4 + (97.4 - 43.4)\frac{0.39 - 0.2}{0.9 - 0.2} = 58.1\ kWh/m^2anno$$

In conclusione le dispersioni invernali per l'involucro non possono superare il valore di 58.1 kWh/m^2anno.

ESEMPIO N.27

Un edificio nuovo, in una località in zona D con GG=1415, ha una superficie totale disperdente S= 2100 m² . La superficie calpestabile misura A=1350 m². Nella stagione invernale il fabbisogno totale di energia termica per la climatizzazione dell'edificio è valutata in Q_{Hnd}= 147770 MJ. Il rendimento globale medio dell'impianto risulta $\eta_g =$ 0.78. Si calcoli il fabbisogno annuo di energia primaria per il riscaldamento e l'indice EP_{inv} relativo alle dispersioni invernali del solo involucro. Verificare, inoltre, se è

rispettata la condizione $EP_i < EP_{Li}$

Per la zona in cui si costruisce.

Dati: zona D con GG=1415, S= 2100 m^2, A=1350 m^2, Q_{Hnd}= 147770 MJ, $\eta_g = 0.78$,

Il fabbisogno annuale di energia termica risulta $(\Delta t = 1\ anno)$:

$$\Phi = \frac{Q_{Hnd}}{\Delta t} = \frac{147770}{1} = 147770 MJ/anno$$

L'indice invernale vale:

$$EPi_{inv} = \frac{Q_{Hnd}}{A} = \frac{147770}{1350} = 109.46 \cdot \frac{MJ}{m^2 anno} = \frac{109.46 \cdot 10^6}{3.6 \cdot 10^3}$$
$$= 30.4 \left(\frac{kWh}{m^2 anno}\right)$$

L'energia primaria per la climatizzazione invernale risulta:

$$Q_H = \frac{Q_{Hnd}}{\eta_g} = \frac{147770}{0.78} = 189449 \frac{MJ}{anno} = 52624\ kWh/anno$$

indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale EP_i risulta:

$$EP_i = \frac{Q_H}{A} = \frac{52624}{1350} = 39\ \frac{kWh}{m^2 anno}$$

Calcolo dei limiti di legge.

$$\frac{S}{V} = 0.39\ 1/m$$

Interpolando sui gradi giorno della zona D per la località con GG=1415 si ottiene:

Valori limite EP_{Li}, applicabili dal 1° gennaio **2010**, espressi in [kWh/m^{2}anno]										
Rapporto di forma dell'edificio S/V	**Zona climatica**									
	A	**B**		**C**		**D**		**E**		**F**
	Fino a 600 GG	da 601 GG	a 900 GG	da 901 GG	a 1400 GG	da 1401 GG	a 2100 GG	da 2101 GG	a 3000 GG	oltre 3000 GG
≤ 0.2	8.5	8.5	12.8	12.8	21.3	21.3	34	34	46.8	46.8
≥ 0.9	36	36	48	48	68	68	88	88	116	116

- Per il valore limite inferiore corrispondente ad S/V=0.2

$$EP_{Li} = 21.3 + (34 - 21.3)\frac{1415 - 1401}{2100 - 1401} = 21.6\ kWh/m^2 anno$$

- Per il valore limite superiore corrispondente a S/V=0.9

$$EP_{Li} = 68 + (88 - 68)\frac{1415 - 1401}{2100 - 1401} = 68.4\ kWh/m^2 anno$$

Seconda interpolazione per determinare il valore di EP_{Li} dell'edificio in esame con rapporto S/V=0.39:

$$EP_{Li} = 21.6 + (68.4 - 21.6)\frac{0.39 - 0.2}{0.9 - 0.2} = 34.3\ kWh/m^2 anno$$

Come si vede il valore $EP_{Li} = 34.3\ kWh/m^2 anno$ è minore di $EP_i = 39\ \frac{kWh}{m^2 anno}$ dell'edificio e pertanto il progetto impianto-edificio dovrà essere modificato fino a verifica positiva.

Ad esempio il progettista potrà:

- Incrementare l'isolamento termico dell'edificio riducendo quindi Q_t e di conseguenza il valore di Q_{Hnd} richiesta all'impianto
- Aumentare il rendimento globale dell'impianto η_g migliorando la qualità del generatore di calore, della rete, della regolazione e dei terminali utilizzatori.

7) LIVELLI DI CERTIFICAZIONE ENERGETICA

All'interno delle 43 norme europee a corredo della direttiva 2009/91Ce, risulta di particolare importanza la direttiva EN 15603, inerente l'efficienza energetica degli edifici e le definizioni dei livelli prestazionali. Il DPR 59 all'articolo 3 comma 1 definisce che per le metodologie di calcolo delle prestazioni energetiche degli edifici si devono adottare le norme tecniche nazionali, definite nel contesto delle norme EN, della serie UNI/TS 11300 e loro successive modificazioni.

La UNI EN ISO 13790 2008 presenta una serie di metodi di calcolo del fabbisogno di energia per il riscaldamento. Il campo di applicazione della **specifica tecnica UNI/TS 11300 parte 1**, prevede le seguenti applicazioni:

1) Valutare il rispetto di regolamenti espressi in termine di obiettivi energetici
2) Confrontare le prestazioni energetiche di varie alternative progettuali per un edificio in fase di progetto
3) Indicare un livello convenzionale di prestazione energetica degli edifici esistenti
4) Stimare l'effetto di possibili misure di risparmio energetico su un edificio esistente, calcolando il fabbisogno di energia prima e dopo l'intervento in esame
5) Prevedere le esigenze future di risorse energetiche su scala nazionale, calcolando i fabbisogni di energia di tipici edifici rappresentativi del parco edilizio.

La specifica tecnica definisce le modalità per l'applicazione delle UNI ISO 13790

2008 con riferimento al metodo di calcolo del fabbisogno di energia Q_{Hnd} , inoltre indica le seguenti modalità di valutazione:

Campo di applicazione della specifica tecnica (estratta dalle UNI/TS 11300-1)				
Tipo di valutazione	Dati in ingresso			Scopo della valutazione
	uso	clima	edificio	
Di progetto (Design rating)	standard	standard	progetto	Permesso di costruire Certificazione energetica del progetto
Standard (asset rating)	standard	standard	reale	Certificazione energetica
Adattata all'utenza (tailored rating)	In funzione dello scopo		reale	Ottimizzazione, diagnosi e interventi di riqualificazione.

- **CERTIFICAZIONE DI PROGETTO (DESIGN RATING)**

Questo metodo si basa su dati di ingresso che sono solamente teorici. Ai fini del calcolo del livello di prestazione dell'edificio si ipotizza un uso standard, ovvero si applicano i parametri di una utenza media di riferimento, si considera un clima standard con variazioni minime rispetto ai valori medi stagionali e ci si basa solamente sui dati dell'edificio in fase di progettazione.

Con dati di ingresso assolutamente non tarati sul reale edificio come risulterà dopo la costruzione (che molto spesso differisce anche in modo sostanziale dalle previsioni di progetto) e con un'utenza diversa da quella che realmente abiterà l'immobile, il tipo di certificazione che ne risulterà sarà molto generico e spesso si scosterà dall'effettivo funzionamento dell'insieme edificio-impianto.

Questa tipologia di certificazione energetica serve per poter eseguire il dimensionamento dei pacchetti isolanti dell'involucro e degli impianti e inoltre dà un indicazione, in fase di acquisto di un'unità immobiliare, sulla bontà della tecnologia utilizzata in fase costruttiva e non ultimo è obbligatoria da allegare ad un contratto di compravendita di un immobile, compravendita che in mancanza di certificazione energetica è legalmente nulla.

Essendo questa l'unica tipologia di certificazione che non richiede misure in loco, ma solamente valori teorici, sarà la sola che svilupperemo in modo completo.

- **CERTIFICAZIONE STANDARD (ASSET RATING)**

I dati di ingresso ai fini di questa tipologia di certificazione si basano su un utilizzo standard dell'edificio ed un clima standard, mentre i dati geometrici si basano su un rilievo dimensionale diretto e quindi sulla situazione reale dell'edificio appena ultimata la sua realizzazione. Questa tipologia è sempre utilizzata per sostituire la precedente certificazione di progetto dopo la fine della costruzione dell'immobile. Rimangono ancora fattori di incertezza derivanti dall'utilizzo di condizioni climatiche standard e di un'utenza standard. Pertanto i dati finali, anche se più realistici di quelli precedentemente ottenuti con il metodo di progetto si scostano spesso dalla realtà di gestione dell'immobile che dipende notevolmente dal tipo di conduzione dell'impianto impostato dall'utenza e dal reale clima con cui ci si confronta.

- **CERTIFICAZIONE ADATTATA ALL'UTENZA (TAILORED RATING)**

Il sistema di certificazione adattato all'utenza si basa sull'analisi e sulla misura dei reali consumi dell'edificio oggetto di certificazione. Il certificatore dovrà studiare i reali consumi energetici andandone ad analizzare le bollette. Per quanto riguarda il clima è legata agli effettivi gradi giorno del periodo analizzato per il calcolo; è prassi consolidata che si consideri un consumo di 3-4 anni acquisendo gli effettivi gradi giorno della località per questo periodo per calcolare il reale consumo dell'anno di riferimento.

Questo tipo di certificazione si esegue per scopi specifici dell'utenza.

8) PROCEDURA DI CALCOLO SEMPLIFICATA PER LA CERTIFICAZIONE DI PROGETTO (DESIGN RATING)

La certificazione energetica nella sua forma completa, in qualsiasi dei tre casi precedentemente ricordati, richiede un insieme lungo e complesso di calcoli e, generalmente, per svolgerli si utilizzano programmi informatici commerciali. Questo modo di procedere non garantisce i risultati in modo assoluto infatti è stato eseguito un round Robin test sui valori calcolati, per uno stesso edificio e nella stessa località, da quindici certificatori diversi che hanno utilizzato nove software di calcolo diversi; si è rilevato che nessuno di questi otteneva gli stessi risultati di un altro neanche nei casi in cui il programma utilizzato era lo stesso. Le differenze emerse raggiungevano anche il 100% dei valori trovati. Questo fatto implica che i risultati della certificazione comunque vanno considerati come valori indicativi e dipendono fortemente dalle scelte sugli standard e dalle interpretazioni del certificatore stesso.

Detto questo, il lavoro di controllo a cui potreste essere chiamati necessita di un metodo di calcolo il più semplice possibile che vi permetta di esprimere delle valutazioni fondate sui risultati, ottenuti da altri, che dovete verificare.

Il metodo semplificato che stiamo per analizzare è fattibile manualmente in tempi ragionevoli anche se non brevi.

- **PROCEDURA DI CERTIFICAZIONE SEMPLIFICATA**

1) Dati relativi alle caratteristiche tipologiche dell'edificio

Si determinano dalle tavole di progetto esecutivo architettonico e, per quanto riguarda i materiali utilizzati, dal capitolato di appalto e comprendono:

- Il **volume lordo** dell'ambiente climatizzato, **V**
- La **superficie utile** (o calpestabile) dell'ambiente climatizzato, **A**
- La **superficie totale** di tutti i componenti **dell'involucro** che delimitano l'ambiente riscaldato, **S** (figura 47)
- Le **singole superfici** di tutte i componenti che delimitano l'involucro, $\mathbf{S_i}$
- Le tipologie e le dimensioni dei **ponti termici l**
- Gli **orientamenti** di tutti i componenti dell'involucro edilizio

2) Dati relativi alle caratteristiche termiche e costruttive dello edificio

- Le trasmittanze termiche dei componenti dell'involucro edilizio:

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{s_A}{\lambda_A} + \frac{s_B}{\lambda_B} + ... + \frac{1}{h_e}} \qquad [43]$$

- La trasmittanza termica delle superfici trasparenti certificate dal costruttore o calcolate con la :

$$Uw = \frac{AgUg + AfUf + Ig\Psi g}{Ag + Af} \quad [49]$$

- I coefficienti di trasmissione lineare dei ponti termici **Ψ**

3) Dati climatici

- Temperatura esterna di progetto, $\mathbf{T_e}$
- Irradiazione media mensile, **I** (nel caso sia significativo)
- Zona e gradi-giorno, **GG**

4) Dati relativi alla modalità di occupazione e di utilizzo dell'edificio

- Temperatura interna di regolazione per il riscaldamento, $\mathbf{T_i}$
- Numero di ricambi d'aria giornalieri, **n**
- Il tipo di ventilazione (naturale, artificiale ecc.)
- La durata del periodo di riscaldamento in giorni, **N**
- Il regime di funzionamento dell'impianto di riscaldamento (stazionario, a blocchi, ecc.)
- Le modalità di gestione delle chiusure oscuranti

5) Divisione in zone termiche

Prima di iniziare a calcolare i fabbisogni di energia termica bisogna considerare che il sistema edificio-impianto può essere costituito di una o più unità immobiliari climatizzate con un unico generatore di calore centralizzato o dotate, ognuna, di generatore autonomo.

In linea di principio ogni unità immobiliare riscaldata ad una determinata temperatura con proprie modalità di regolazione costituisce una zona termica.

Si può evitare di zonizzare un edificio se sussistono le seguenti condizioni:

I) Le temperature interne di regolazione per il riscaldamento differiscono di non oltre 4 K

II) Gli ambienti sono serviti dallo stesso impianto di riscaldamento centralizzato

Nel caso si debba zonizzare un edificio il volume lordo di una zona termica va calcolato riferendosi alle superfici di mezzeria degli elementi divisori interni.

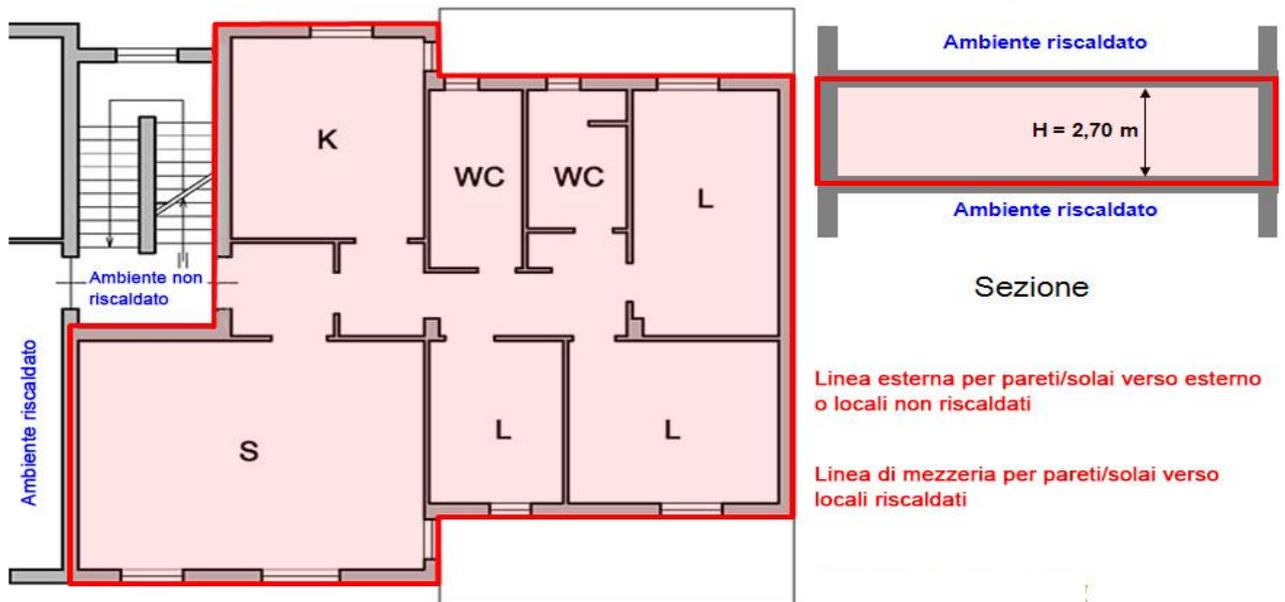



Figura 47

- **PROCEDURA DI CALCOLO**

La procedura di calcolo proposta dalla specifica tecnica comprende i seguenti passi:

1) Definizione dei confini dell'insieme degli ambienti climatizzati e non climatizzati dell'edificio
2) Definizione dei confini delle diverse zone di calcolo, se necessario
3) Definizione delle condizioni interne di calcolo e dei dati di ingresso relativi al clima esterno
4) Calcolo per ogni zona dell'edificio dei fabbisogni termici di riscaldamento Q_{Hnd}
5) Aggregazione dei dati.

Calcolo del **coefficiente di dispersione per trasmissione dell'edificio H_t [W/K]** che vale:

$$\mathrm{H}_t = \left(\sum U_i S_i e + \sum \Psi_j l_j e\right) \qquad [56]$$

Calcolo **del coefficiente H_V di ventilazione** definito dalla:

$$H_V = V_i \rho c_p = 0.34 nV \qquad [59]$$

Per le parti a contatto con zone dell'edificio **non riscaldate: coefficiente di dispersione termica H_u** che vale:

$$\mathrm{H}_u = \left(\sum U_i S_i b_u + \sum \Psi_j l_j b_u\right) \qquad [61]$$

Calcolo del fabbisogno termico per il riscaldamento dell'ACS per ogni zona:

$$Q_W = \rho c V_W (Tu - To) G \qquad [65]$$

il totale dell'energia dispersa stagionalmente risulta :

$$\boldsymbol{Q_{Hnd} = 0.0864(H_t + \mathrm{H}_u + H_V)GG} \ (MJ) \qquad [67]$$

Calcolo del **rendimento globale medio stagionale** dell'impianto

$$\eta_g = \eta_e \eta_r \eta_d \eta_{gn} \qquad [68]$$

energia primaria totale che si consumerà risulta quindi dalla:

$$Q_H = \frac{Q_{Hnd}}{\eta_g} \qquad [69]$$

N.B. Nelle formule successive se un edificio non è di classe E1 sostituire A con V

L'indice di prestazione energetica dell'involucro risulta:

$$EPi_{inv} = \frac{Q_{Hnd}}{A} \qquad \left(\frac{kWh}{m^2 anno}\right) \qquad [70]$$

L'indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale è:

$$EPi = \frac{Q_H}{A} \qquad \left(\frac{kWh}{m^2 anno}\right) \qquad [72]$$

L'indice di prestazione energetica dell'impianto per la produzione di acqua calda sanitaria (ACS) risulta:

$$EP_{acs} = \frac{Q_W}{A} \qquad \left(\frac{kWh}{m^2 anno}\right) \qquad [74]$$

L' **indice di prestazione energetica globale è:**

$$EP_{gl} = \frac{Q_H + Q_W}{A} = EPi + \ EP_{acs} \qquad \left(\frac{kWh}{m^2 anno}\right) \qquad [76]$$

Per concludere:

Verifiche di congruenza degli elementi opachi e trasparenti in funzione del rapporto S/V e ai limiti imposti dalla tabella 14.

I risultati vanno poi riassunti in un certificato, ad esempio del tipo predisposto dal Comune di Milano, rappresentato nella seguente figura 48 (N.B. Le classi energetiche indicate in figura fanno riferimento alla normativa precedente al 2010) :

punt energia

Unione Europea | Regione Lombardia | Comune di Milano

ATTESTATO DI
CERTIFICAZIONE ENERGETICA
CENED Versione 1.08.06.19

Prot. --
Validità fino al

Specifiche dell'immobile

Comune: **Milano (Milano)**
Indirizzo: **Via**
Foglio - particella - sub.: **Foglio ; Part. ; Sub.**
Nome intestatario:
Oggetto dell'intervento:
Destinazione d'uso: **E.1(1,2)**
Anno di costruzione:
Progettista:
Direttore Lavori:
Costruttore:
Soggetto certificatore (n.):

Dati generali

Zona climatica:	**E**	
Gradi Giorno:	**2404**	
Volume lordo riscaldato:	**200,64**	m^3
Superficie utile riscaldata:	**41,17**	m^2
Trasmittanza media involucro:	**0,91**	W/m^2K
Trasmittanza media copertura:	**0,37**	W/m^2K
Trasmittanza media basamento:	**1,04**	W/m^2K
Trasmittanza media serramenti:	**1,91**	W/m^2K
Tipologia impianto riscaldamento:	**Caldaia a condensazione**	
Vettore energetico:	**Metano**	

Principali indicatori di prestazione energetica

Fabbisogno specifico di energia primaria (climatizzazione invernale) - EP_H	**110,2** kWh/m^2a
Fabbisogno energetico specifico dell'involucro (climatizzazione invernale) - E_H	**84,6** kWh/m^2a
Fabbisogno energetico specifico dell'involucro (climatizzazione estiva) - E_C	**46,5** kWh/m^2a
Fabbisogno specifico di energia primaria (acqua calda sanitaria) - EP_W	**36,4** kWh/m^2a
Fabbisogno energetico specifico totale per usi termici (riscaldamento e acqua calda) - EP_T	**146,6** kWh/m^2a
Contributo energetico specifico da fonti rinnovabili - E_{FER}	**0** kWh/m^2a

Classe energetica **zona climatica**

Basso consumo

Classe	Limite
A+	< 14 kWh/m^2a
A	< 29 kWh/m^2a
B	< 58 kWh/m^2a
C	< 87 kWh/m^2a
D	< 116 kWh/m^2a — **110,2** kWh/m^2a
E	< 145 kWh/m^2a
F	< 175 kWh/m^2a
G	≥ 175 kWh/m^2a

Alto consumo

Emissioni di gas ad effetto serra in atmosfera - $CO_{2\,eq}$

CO_2

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170 180 190 200

29,3 kg/m^2a

Possibili interventi migliorativi del sistema edificio-impianto

Sistema	Intervento	Priorità dell'intervento bassa	media	alta
Edificio	Coibentazione delle strutture opache verticali			
	Coibentazione delle strutture piane o inclinate di copertura			
	Coibentazione delle strutture orizzontali di interpiano			
	Miglioramento delle prestazioni dei componenti trasparenti			
Impianto	Sostituzione del generatore di calore			
	Adeguamento del sistema di distribuzione			
	Adeguamento del sistema di regolazione			
	Installazione impianto solare termico			

Note

DICHIARAZIONE DI CONFORMITÀ: Il Soggetto certificatore **dichiara**, sotto la propria personale responsabilità, di aver redatto il presente attestato in conformità alle disposizioni contenute nella deliberazione di Giunta regionale, n. VIII/5018 del 26 giugno 2007 e s.m.i..

Comune di Milano **Soggetto Certificatore**

Punti Energia Scarl
Tel. 02 4548 7126 - Fax 02 3658 6040
e-mail: info@cened.it
web: www.cened.it

CENED certificazione energetica degli edifici

Figura 48 ACE: certificato utilizzato a Milano fino al 2010 ora è stata modificata la tabella delle classi

L’attuale divisione in classi è quella rappresentata nella figura 45 a pag.102.

Pertanto l’edificio certificato in classe D nel 2006 sarebbe con la normativa attuale di classe E.

Nell’ esempio 28 è sviluppata la procedura di calcolo per un’unità immobiliare appartenente ad un condominio di piccole dimensioni.

ESEMPIO N. 28

Si deve effettuare la certificazione energetica di un’unità immobiliare facente parte di un edificio condominiale di sei piani d’altezza, situato a Vicenza. I serramenti hanno telaio in abete di spessore 12 cm, i pilastri in c.a. hanno dimensioni 30 cm*50 cm.

La pianta dell’unità in esame è rappresentata in figura 49.

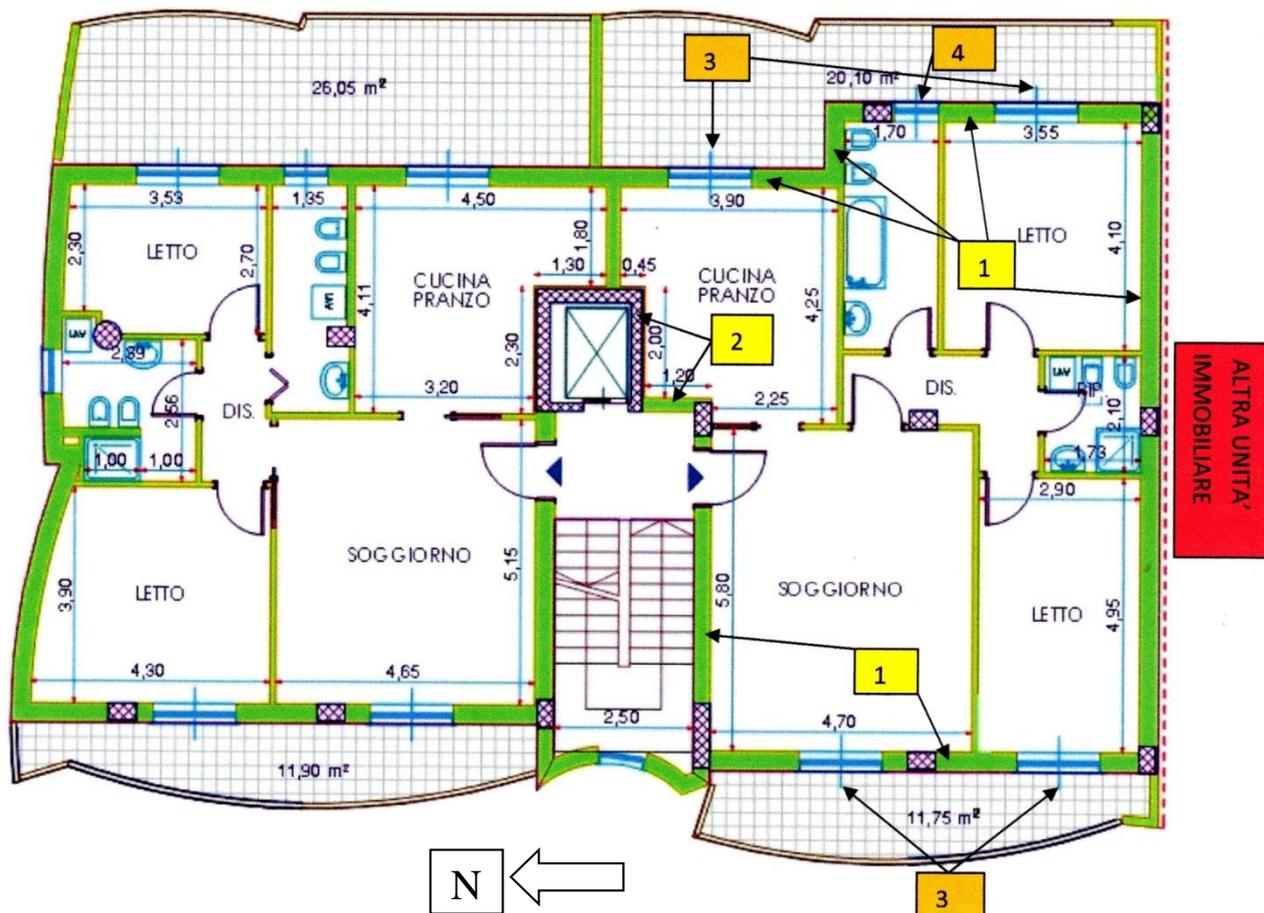



Figura 49 – PIANTA DELL’APPARTAMENTO IN ESAME

LEGENDA

1) Parete di tamponamento

2) parete in calcestruzzo armato

3) portafinestra 120 cm x 230 cm

4) finestra 70 cm x 140 cm

L'appartamento in esame è quello indicato a destra del vano scala nella fig.49, si trova al terzo piano dell'immobile ed ha un'altezza netta interna di 2,70 m. (N.B. la pianta rappresenta metà del condominio di cui la linea tratteggiata in rosso è l'asse di simmetria). Impianto di riscaldamento autonomo.

1) **Dati relativi alle caratteristiche tipologiche dell'edificio**

- la superficie utile dell'appartamento è:

$$A = (4.70 + 2.90) \cdot 5.80 + [4.10 + 2.10 - (5.80 - 4.95)] \cdot (3.55 + 1.70) + (3.45 \cdot 4.25) = 86.8\ m^2$$

- Il volume lordo dell'ambiente riscaldato misura:

$$V = 86.8 \cdot (2.70) = 234\ m^3$$

- La superficie totale dell'involucro a contatto con l'esterno vale:

$$S = (2.70) \cdot (3.55 + 1.70 + 1.10 + 3.90 + 2.00 + 1.20 + 5.80 + 4.70 + 2.9) = 72.5\ m^2$$

- Il rapporto S/V risulta:

$$\frac{S}{V} = \frac{72.5}{234} = 0.31\ m^{-1}$$

- Tipologia e dimensione dei ponti termici (n.b. parete-divisorio Ψ_I=0)

PONTI TERMICI	
TIPOLOGIA (Rif.Atlante)	Lunghezza **l** m
BAL003 - balconi	(4.70+2.90+3.55+1.70+1.10+3.90)*2=35.7
ASP010 – angoli (senza pilastri)	2.70*2=5.40
SOL003 – pavimenti (vano scala)	2*(5.80+1.20)=14.0
PIL003 - pilastri	6*2.70=16.2
SER016 - finestre	(1.2+2.3)*2*4+(0.7+1.4)*2+(1.0+2.2)*2=38.6

Orientamento ed aree delle pareti opache e trasparenti esterne:

	2	3	4	5	6
tipologia e orientamento	n	h m	l m	Stot m^2	S (netta) m^2
p.-finestre 120*230 - O	2	2.3	1.2	5.5	
p.-finestre 120*230 - E	2	2.3	1.2	5.5	
finestre 60*140 -E	1	1.4	0.7	1.0	
p. blindata 100*2.40	1	2.1	0.9	1.9	
parete O	1	2.7	10.25	27.7	22.2
parete E	1	2.7	7.6	20.5	14.0
parete N (vano scala)	1	2.7	5.3	14.3	
parete N (ascensore)	1	2.7	3.2	8.6	

2) dati relativi alle caratteristiche termiche e costruttive dell’edificio

- trasmittanze termiche dei componenti dell’involucro edilizio

Dal capitolato d’appalto risulta che le pareti esterne di **tipo 1** (rif. legenda di fig. 49) sono costituite da:

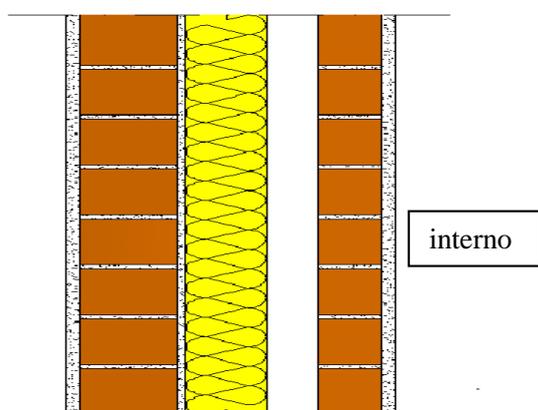



Figura 50 – muratura tipo 1

Materiale	Spessore [m]	Massa Superficiale [kg/m²]
Superficie esterna		
Intonaco di calce e cemento	0.015	21.00
Laterizi doppiouni sp.12 cm.rif.1.1.04	0.120	140.00
Intonaco di calce e gesso	0.010	14.00
Pannelli semirigidi in fibra di vetro	0.080	2.40
Camera non ventilata	0.060	0.06
Laterizi forati sp.8 cm.rif.1.1.19	0.080	62.00
Intonaco di calce e gesso	0.015	13.50
Superficie interna		

Utilizzando la

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{s_A}{\lambda_A} + \frac{s_B}{\lambda_B} + ... + \frac{1}{h_e}}$$

Con i dati in tabella si ha:

N	MATERIALE	s	ρ	λ	h	R2
		m	kg/m^3	W/mK	w/m^2K	m^2K/W
	coefficiente liminare esterno				25	0,04
1	intonaco di calce e cemento	0,015	1800	0,900		0,0167
2	latterizzi doppio UNI s = 12 cm	0,120	1200	0,430		0,2791
3	intonaco calce e gesso	0,010	1400	0,700		0,0143
4	pannello in fibra di vetro	0,080	30	0,040		2,0000
5	camera non ventilata	0,060	1,3	0,500		0,1200
4	muratura in mattoni forati s= 8 cm	0,080	800	0,300		0,2667
5	intonaco di calce e gesso	0,015	900	0,700		0,0214
6	coefficiente liminare interno				7,7	0,130
	TRAMITTANZA DELLA PARETE			U=	0,346	W/m^2K

- Per la parete di **tipo 2** si ha:
  dal capitolato d’appalto risulta trattarsi di una parete in c.a. di spessore 15 cm con intonaco in calce e cemento sulle due facce quindi:

n.	MATERIALE	Si	ρ	λ	h	
		m	kg/m^3	W/mK	W/m^2K	
	coefficiente liminare interno				7,7	
1	intonaco di calce e gesso	0,015	1400	0,70		
2	calcestruzzo armato	0,15	2500	1,30		
3	intonaco di calce e gesso	0,015	1400	0,70		
	coefficiente liminare esterno				25	
	Trasmittanza termica della parete			U=	3,05	W/m^2K

- **Porte finestre di tipo 3** (S_3=1.20*2.30=2.8m^2): trasmittanza certificata dal costruttore U_w=2.00 W/m^{2}K
  il serramento è dotato di tapparella a regolazione manuale quindi la nuova trasmittanza diventa per la [50] con il valore di ΔR=0.165 m^{2}K/W ottenuto dalla [51]:

$$U_{ws3} = \frac{1}{\frac{1}{U_w} + \Delta R} = \frac{1}{\frac{1}{2.00} + 0.165} = 1.50\ W/m^2K$$

La trasmittanza mediata sul giorno risulta dalla [52]:

$$U_{wm3} = \frac{U_w t_w + U_{ws} t_{ws}}{t_w + t_{ws}} = \frac{2.00 \cdot 43200 + 1.50 \cdot 43200}{43200 + 43200} = 1.75\ W/m^2K$$

Figura 51 – porta finestra tipo 3 e 4

-**Finestre di tipo 4** (S_4=0.70*1.40=0.98 m^2): trasmittanza certificata dal costruttore U_W= 1.85W/m^{2}K

$$U_{ws4} = \frac{1}{\frac{1}{U_w} + \Delta R} = \frac{1}{\frac{1}{1.85} + 0.165} = 1.41\ W/m^2K$$

$$U_{wm4} = \frac{U_w t_w + U_{ws} t_{ws}}{t_w + t_{ws}} = \frac{1.85 \cdot 43200 + 1.41 \cdot 43200}{43200 + 43200} = 1.63\ W/m^2K$$

Porta esterna : vedi scheda n.7 : U = 1.93 W/m^{2}K, S_i=1.1*2.2=2.4 m^2

- **Coefficienti di trasmissione lineare dei ponti termici**

Caratteristiche della parete (vedi tab. parete):

trasmittanza: U_{PAR}=0.346 W/m^{2}K

conduttanza parete esclusi strati isolanti:

$$C = \frac{1}{\sum \frac{L_i}{\lambda_i}} = \frac{1}{\frac{0.015}{0.900} + \frac{0.12}{0.43} + \frac{0.01}{0.70} + \frac{0.08}{0.30} + \frac{0.015}{0.70}} = 1.67 W/m^2K$$

Spessore parete esclusi strati isolanti:

$$\sum L_i = 0.24\, m$$

Conducibilità termica equivalente della parte di parete escluso gli strati isolanti:

$$\lambda_{EQ} = C * \sum L_i = 0.40\, W/mK$$

PONTI TERMICI (Vedi abaco)

Balconi – Tipologia : BAL003

Spessore trave (in c.a. con conducibilità uguale a quella usata per la parete in c.a.):

L_{TR}= 0.35 cm (n.b. coincide con lo spessore totale della parete che attraversa)

Trasmittanza trave passante:

$$U_{TR} = \frac{1}{R_i + \frac{L_{TR}}{\lambda_{TR}} + R_e} = 2.28\, W/m^2K$$

Trasmittanza adimensionale:

$$U^* = \frac{U_{TR}}{U_{PAR}} = 6.58$$

Trasmittanza lineica:

$$\Psi_i = 1.31 - 0.065U^* = 0.88\, W/mK$$

Angoli senza pilastri – Tipologia : ASP10

Trasmittanza lineica (i dati parete sono sempre gli stessi):

$$\Psi_i = 0.110 + 0.051U_{PAR} - \frac{0.012}{\lambda_{EQ}} = 0.10\, W/mK$$

Cordolo solaio pavimenti – Tipologia : SOL003

Trasmittanza trave di cordolo:

$$U_{TR} = \frac{1}{R_i + \frac{L_{TR}}{\lambda_{TR}} + R_e} = 2.28\, W/m^2K$$

Trasmittanza adimensionale:

$$U^* = \frac{U_{TR}}{U_{PAR}} = 6.58$$

Trasmittanza lineica:

$$\Psi_i = 1.919 - 0.057U^* - 1.194\lambda_{EQ} = 1.1\, W/mK$$

Pilastri (0.30*0.50) cm – Tipologia : PIL003

L_{PIL}=0.30 m; S_{PIL}=0.50 cm; λ_{PIL}=1.30 W/mK

Trasmittanza Pilastro:

$$U_{PIL} = \frac{1}{R_i + \frac{L_{PIL}}{\lambda_{PIL}} + R_e} = 2.28\, W/m^2K$$

Trasmittanza adimensionale:

$$U^* = \frac{U_{PIL}}{U_{PAR}} = 6.58$$

Trasmittanza lineica:

$$\Psi_i = 0.650 - 0.060U^* + 2.176S_{PIL} = 1.34\, W/mK$$

Serramenti – Tipologia : SER016

L_{TEL}= 0.12 m; λ_{TEL}= 0.12 W/mK   (abete)

Trasmittanza telaio:

$$U_{TEL} = \frac{1}{R_i + \frac{L_{TEL}}{\lambda_{TEl}} + R_e} = 0.85\ W/m^2K$$

$$\Psi_1 = 0.227 - 0.598U_{PAR} + 0.621\lambda_{EQ} = 0.27\ W/mK$$

$$\Psi_2 = 0.278 - 0.580U_{PAR} + 0.668\lambda_{EQ} = 0.34\ W/mK$$

Trasmittanza lineica:

$$\Psi_i = \frac{U_{TEL} - 1.90}{3.60}(\Psi_2 - \Psi_1) + \Psi_1 = 0.25\ W/mK$$

Ricapitolando i ponti termici sono:

TIPOLOGIA (Rif.Atlante)	Ψ_i W/mK
BAL003 - balconi	0.88
ASP010– angoli (senza pilastri)	0.10
SOL003 – pavimenti (vano scala)	1.1
PIL003 - pilastri	1.34
SER016 - finestre	0.25

3) Dati climatici

- temperatura esterna di progetto (categoria E1): T_e= -5 °C

- zona climatica: E

- gradi-giorno: GG= 2371

4) Dati relativi alla tipologia e alle modalità di utilizzo dell’edificio

- temperatura interna di regolazione per il riscaldamento: T_i= 20 °C

- numero medio di ricambi d’aria giornalieri: n=0.3

- Tipo di ventilazione: naturale

- Regime di funzionamento dell’impianto: stazionario

- modalità di gestione delle chiusure oscuranti: manuale

5) Divisione in zone termiche

L'unità immobiliare forma una sola zona termica.

PROCEDURA DI CALCOLO

1) L'unità immobiliare è completamente riscaldata.

2) La parete a sud , il solaio inferiore e quello superiore separano l'abitazione in esame da altre unità immobiliari riscaldate alle stesse temperature di regolazione e pertanto non disperdono calore; la parete nord divide l'appartamento dal vano scala non riscaldato.

3) Condizioni termiche di calcolo: T_i= 20°C; T_e=- 5°C

4) Calcolo per l'U.I. dei fabbisogni termici

- **coefficiente di dispersione per trasmissione dell'edificio H_t [W/K]** che vale:

$$H_t = \left(\sum U_i S_i e + \sum \Psi_j l_j e\right) \qquad [56]$$

TIPOLOGIA	Ui	Si	e	Ψi	li	
	W/m^2K	m^2		W/mK	m	
Parete tipo 1 - est	0,346	14	1,25			
parete tipo 1 - ovest	0,346	22,2	1,1			
porta-finestra tipo 3 - est	1,75	5,5	1,25			
porta-finestra tipo 3 - ovest	1,75	5,5	1,1			
finestra tipo 4 - ovest	1,41	0,98	1,1			
finestre SER016 - ovest			1,1	0,25	19,3	
finestre SER016 - est			1,25	0,25	19,3	
balconi BAL003 - est			1,25	0,88	15,2	
balconi BAL003 - ovest			1,1	0,88	20,5	
angoli ASP010 - ovest			1,1	0,1	5,4	
pilastri PIL003 - est			1,25	1,34	8,1	
pilastri PIL003- ovest			1,1	1,34	5,4	
				Ht=	108,7	W/K

- parti a contatto con zone dell'edificio **non riscaldate : coefficiente di dispersione termica H_u**:

$$H_u = \left(\sum U_i S_i b_u + \sum \Psi_j l_j b_u\right) \qquad [61]$$

Dati inseriti nella formula:

TIPOLOGIA	Ui	Si	eu	Ψι	li	
	W/m^2K	m^2		W/mK	m	
parete tipo 1 -vano scala	0,346	14,3	0,4			
parete tipo 2 -vano scala	3,05	8,6	0,4			
porta esterna - v.s.	1,93	2,4	0,4			
pilastri PIL003 - v.s			0,4	1,2	5,4	
pav. SOL016 - v.s.			0,4	1,1	9	
				Hu=	20,9	W/K

- **Coefficiente di ventilazione H_V**: V= 234 m^3

$$H_V = 0.102V = 0.102 * 234 = 24\ W/K$$

- FABBISOGNO TERMICO PER L'ACS

Il volume giornaliero è (Su=A=86.8 m^2):

$$V_W = 4{,}514Su^{0.7644} = 4.51 * 86.8^{0.7644} = 136.8\frac{l}{d} = 0.137\ m^3\ /d$$

Con: Tu=40°C; To=15°C;r=1000 kg/m^3;c=1.162 Wh/kgK, G=365 giorni, si ha:

$$Q_W = \rho c V_W (Tu - To)G = 1000 * 1.162 * 0.137 * (40 - 15) * 365$$
$$= 1452645\ Wh = 1453\ kWh = 5230\ MJ$$

Energia dispersa stagionalmente

$$\boldsymbol{Q_{Hnd} = 0.0864(H_t + H_u + H_V)GG = 0.0864(108.7 + 20.9 + 24)2371}$$
$$\boldsymbol{= 31465}\quad (MJ)$$

Rendimento globale medio stagionale dell'impianto

- Rendimento di emissione :radiatori - η_e=0.94
- Rendimento di regolazione: on-off – η_r=0.94
- Rendimento di distribuzione: impianto autonomo – η_d=0.96
- Rendimento del generatore: generatore di calore a gas a condensazione classificati – η_{gn}=1.01-0.01-0.03-0.03=0.94

$$\eta_g = \eta_e \eta_r \eta_d \eta_{gn} = 0.94 * 0.94 * 0.96 * 0.94 = 0.80$$

Fabbisogno di energia primaria totale

$$Q_H = \frac{Q_{Hnd}}{\eta_g} = \frac{31465}{0.80} = 39332\ MJ$$

INDICI DI PRESTAZIONE

- **Indice di prestazione energetica dell'involucro annua:**

$$EPi_{inv} = \frac{Q_{Hnd}}{A} = \frac{31465}{86.8} = 364\frac{MJ}{m^2anno} = 101 \quad \left(\frac{kWh}{m^2anno}\right)$$

- **Indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale:**

$$EPi \quad = \frac{Q_H}{A} = \frac{3932}{86.8} = 453\frac{MJ}{m^2anno} = 126 \left(\frac{kWh}{m^2anno}\right)$$

- **Indice di prestazione energetica per la produzione di ACS**

$$EP_{acs} = \frac{Q_W}{A} = \frac{5230}{86.8} = 60.3 \frac{MJ}{m^2anno} = 16.7 \left(\frac{kWh}{m^2anno}\right)$$

- **Indice di prestazione energetica globale**

$$EP_{gl} = EP_i + EP_{acs} = 126 + 16.7 = 143 \left(\frac{kWh}{m^2anno}\right)$$

CLASSE DELL'UNITA' IMMOBILIARE

PRESTAZIONI ENERGETICHE RICHIESTE PER NUOVI EDIFICI

Il rapporto S/V= 0.31 e GG= 2371 in zona climatica E richiede la doppia interpolazione per determinare il valore di EP_{Li} ammesso.

- Per il valore limite inferiore corrispondente ad S/V=0.2

$$EP_{Li} = 34 + (46.8 - 34)\frac{2371 - 2101}{3000 - 2101} = 37.8\, kWh/m^2anno$$

- Per il valore limite superiore corrispondente a S/V=0.9

$$EP_{Li} = 116 + (116 - 88)\frac{2371 - 2101}{3000 - 2101} = 124.4\, kWh/m^2anno$$

Seconda interpolazione per determinare il valore di EP_{Li} dell'edificio in esame con rapporto S/V=0.39:

$$EP_{Li} = 43.4 + (124.4 - 43.4)\frac{0.31 - 0.2}{0.9 - 0.2} = 56.1\, kWh/m^2anno$$

N.B. la classe energetica dell'ACS essendo E_{ACS}=16.7 kWh/m²a è C (vedi tabella)

DETERMINAZIONE DELLA CLASSE ENERGETICA DELL'EDIFICIO

Classe energetica invernale

- EDIFICIO a Vicenza: EP_i=126 kWh/m^{2}anno → Classe F

Zona	E		classe
Epli=	56,1	kWh/m^2anno	
Categoria	min	max	
A*		14,0	
A	14,0	28,1	
B	28,1	42,1	
C	42,1	56,1	
D	56,1	70,1	
E	70,1	98,2	
F	98,2	140,3	⇐
G	140,3		

Classe energetica globale dell'edificio

- Unità a Vicenza: EP_{gl}=143 kWh/m^{2}anno → Classe F

Zona	E		classe
Epli=	56,1	kWh/m^2anno	
Categoria	min	max	
A*		23,0	
A	23,0	37,1	
B	37,1	54,1	
C	54,1	74,1	
D	74,1	91,1	
E	91,1	122,2	
F	122,2	170,3	⇐
G	170,3		

EMISSIONI DI GAS AD EFFETTO SERRA (CO_2)

La massa di anidride carbonica prodotta per m^{2}anno vale:

$$m_{CO2}=0.2EP_{gl}=0.2*143=29 \text{ kg/m}^2\text{anno}$$

LIMITI DEI VALORI PER LA TRASMITTANZA

Trasmittanza limite per pareti in zona E: U_{lim}= 0.340 W/m^2 $< U_p = 0.346\, W/m^2K$

Trasmittanza limite per infissi in zona E: U_{lim}= 1.7 W/m^2$<U_w = 0.175 W/m^2K$

Le trasmittanze non rispettano i limiti di legge e pertanto il progetto va modificato.

MODULO 6 - ELEMENTI DI TEORIA CINETICA DEI GAS

1) ARGOMENTI PROPEDEUTICI.

a) Vettori nello spazio tridimensionale.

Un qualsiasi vettore $\vec{v}$ è sempre definibile tramite la somma di tre componenti cartesiane relative ad un sistema di riferimento associato allo spazio in esame. In formule:

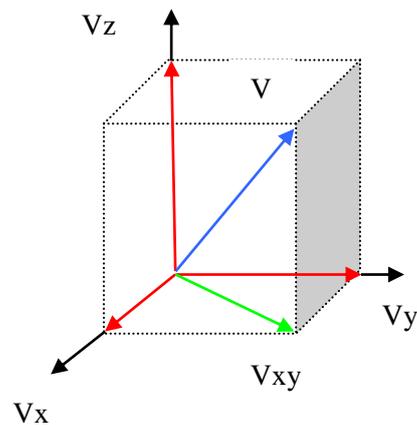
$$\vec{v} = \vec{v}_x + \vec{v}_y + \vec{v}_z \qquad [1]$$

i moduli delle componenti valgono (f angolo orizzontale, q angolo verticale):

$$v_z = v \cdot \text{sen}\,\vartheta$$
$$v_{xy} = v \cdot \cos\vartheta$$
$$v_x = v_{xy}\cos\varphi = v \cdot \cos\vartheta \cos\varphi$$
$$v_y = v_{xy}\,\text{sen}\,\varphi = v \cdot \cos\vartheta\,\text{sen}\,\varphi$$

Fig.1

Vettorialmente:

$$\vec{v}\begin{cases}\vec{v}_x = \vec{i}\,v\cos\vartheta\,\text{sen}\,\varphi & [2]\\ \vec{v}_y = \vec{j}\,v\cos\vartheta\cos\varphi & [3]\\ \vec{v}_z = \vec{k}\,v\,\text{sen}\,\vartheta & [4]\end{cases}$$

Vale inoltre la seguente relazione tra i moduli delle componenti e del vettore risultante:

$$v_{xy}^2 = v_x^2 + v_y^2 \qquad [5] \quad \text{(Teo. di Pitagora)}$$

$$v^2 = v_{xy}^2 + v_z^2 = v_x^2 + v_y^2 + v_z^2 \qquad [6]$$

che si può considerare il teorema di Pitagora in tre dimensioni.

b) Urti obliqui totalmente elastici.

Consideriamo lo schema rappresentato in fig.2.

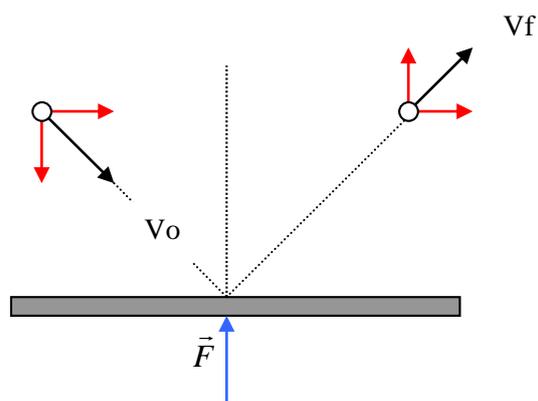



Fig.2

Vi è rappresentata una massa m in moto con una velocità $\vec{v}$ in direzione inclinata di un angolo φ rispetto alla normale ad un piano a. Il piano, essendo un vincolo di grado 1 (cioè può reagire solo con forze che si oppongono al moto in direzione Y) applicherà una forza F di tipo impulsivo nel punto di impatto in modo da modificare il valore solamente della componente $\vec{v}_{0Y}$ del vettore iniziale $\vec{v}_0$ (ricordare come si studiano i moti composti) restando inalterata la componente $\vec{v}_{ox}$. L'urto che stiamo analizzando è elastico e ciò comporta la conservazione dell'energia cinetica cioè:

$$\frac{1}{2}mv_0^2 = \frac{1}{2}mV_f^2 \qquad [7]$$

da cui risulta che i moduli delle due velocità devono essere uguali. Resta da determinare il valore dell'angolo di rimbalzo (riflessione) rispetto alla verticale. Per la [5] possiamo scrivere:

$$\frac{1}{2}m\left(v_{0x}^2 + v_{oy}^2\right) = \frac{1}{2}m\left(V_{fx}^2 + V_{fY}^2\right)$$

da quanto precedentemente emerso si ha $v_{0x} = V_{fx}$ da cui segue:

$$\frac{1}{2}mv_{0x}^2 + \frac{1}{2}mv_{oY}^2 = \frac{1}{2}mv_{0x}^2 + \frac{1}{2}mV_{fY}^2$$

semplificando

$$V_{fY} = \pm v_{0Y} \qquad [8]$$

Per ragioni fisiche (l'oggetto non può proseguire all'interno della parete) la [8] ha come unica soluzione:

$$V_{fY} = -v_{0Y} \qquad \Rightarrow \qquad \vec{V}_{fY} = -\vec{v}_{0Y} \qquad [9]$$

Ne segue che se si vogliono ottenere queste condizioni vettoriali è necessario che sia:

$$\varphi = \vartheta$$

Quanto abbiamo visto è relativo ad un urto obliquo in due dimensioni ma ha validità anche in tre dimensioni. In generale un **urto elastico obliquo su una parete ha come unico risultato quello di capovolgere il verso della componente ortogonale al piano d'urto lasciando invariate le altre due** e facendo riflettere l'oggetto con lo stesso angolo d'incidenza.

Se immaginiamo il vettore $\vec{v}$ rappresentato in fig.1 come una velocità di un oggetto che urta obliquamente il piano ABCD (parte opaca della figura) l'effetto sarà di modificare le componenti da

$$\vec{v} = (\vec{v}_x, \vec{v}_Y, \vec{v}_z) \quad \text{a} \quad \vec{V} = (\vec{v}_x, -\vec{v}_Y, \vec{v}_z) \qquad [10]$$

2) CONDIZIONI DI VALIDITA PER IL MODELLO "GAS PERFETTO".

- Il sistema è composto di un gas omogeneo avente un numero N di particelle confrontabile con quello d'Avogadro.
- Le particelle del gas si possono schematizzare come sferette rigide indeformabili (non si hanno reazioni chimiche in caso d'urto) di dimensioni talmente piccole che lo spazio totale occupato dal volume complessivo delle molecole non è significativo rispetto al volume V del recipiente che contiene il sistema.
- Le particelle sono in moto ad alta velocità in modo casuale (caos molecolare) ne segue che, da un punto di vista probabilistico, tutte le direzioni del moto sono equiprobabili. Dato il piccolo valore di massa e l'alta velocità, i valori d'energia potenziale gravitazionale sono trascurabili rispetto alle energie cinetiche di traslazione.
- Le interazioni molecolari sono trascurabili quindi, tra un urto e l'altro, il moto è rettilineo uniforme.
- Gli urti che avvengono contro le pareti del recipiente e tra le particelle stesse sono perfettamente elastici quindi l'energia cinetica totale del sistema si conserva.
- La temperatura è definita dalla relazione:

$$T \propto \langle Ec \rangle \quad [11]$$

dove con <Ec> s'intende l'energia cinetica media delle molecole appartenenti al sistema. I gas reali si discostano, anche notevolmente, dal rispetto di queste condizioni. I gas monoatomici e biatomici sono quelli che approssimano meglio il modello di gas perfetto.

3) LA PRESSIONE ESERCITATA DA UN GAS PERFETTO.

In fig.3 è rappresentato un contenitore, termodinamicamente isolato, contenente N molecole di un gas monoatomico.

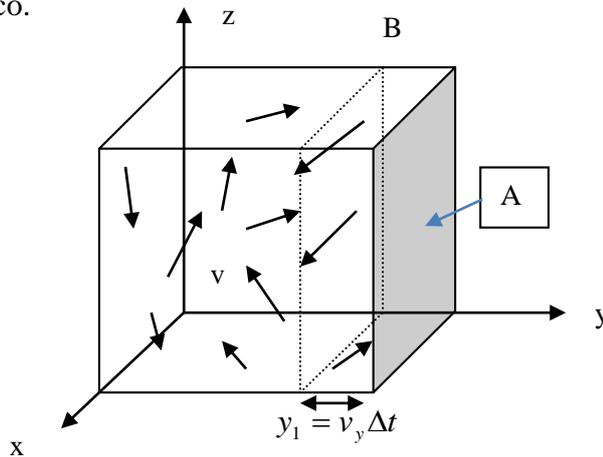



fig.3

La scatola ha uno spigolo l e le pareti sono perfettamente elastiche.

Consideriamo la particella di massa m e velocità $\vec{v}$ evidenziata in fig.3. La sua velocità può essere espressa tramite le sue componenti cartesiane e, quindi, il suo moto si può analizzare separatamente secondo i tre assi di riferimento e in seguito, in base al teorema di sovrapposizione degli effetti, ricomporre ottenendo la situazione reale.

In particolare si ha che, indipendentemente dalle traslazioni in direzione x e z prodotte dalle componenti $\vec{v}_x$ e $\vec{v}_z$, la componente parallela all'asse y porterà, nel tempo, la particella ad urtare obliquamente la parete A (piano parallelo a xz).

L'effetto di un urto obliquo, discusso al paragrafo 1b), è quello di capovolgere il verso di $\vec{v}_y$ senza modificare il suo modulo né la sua direzione. Le componenti $\vec{v}_x$ e $\vec{v}_z$ rimangono invariate.

Ne segue che si otterrà per la particella una variazione di quantità di moto paria a:

$$\Delta\vec{p}_1 = m\vec{v}_f - m\vec{v}_i = m(\vec{v}_x - \vec{v}_y + \vec{v}_z) - m(\vec{v}_x + \vec{v}_y + \vec{v}_z)$$

semplificando:

$$\Delta\vec{p}_1 = -m\vec{v}_y - m\vec{v}_y = -2m\vec{v}_y \quad [12]$$

Questa è la variazione di quantità di moto subita dalla particella per effetto dell'urto contro la parete. Per la parete l'effetto, in base al terzo principio della dinamica, sarà opposto cioè:

$$\Delta\vec{p} = -\Delta\vec{p}_1 = 2m\vec{v}_y \quad [13]$$

L'impulso esercitato sulla parete dall'urto vale quindi:

$$\vec{I} = \vec{F}_i\Delta t = \Delta\vec{p} = 2m\vec{v}_y \quad [14]$$

la forza risulta:

$$\vec{F}_i = \frac{2m\vec{v}_y}{\Delta t} \quad [15]$$

ne segue che la pressione dovuta ad una singola particella sulla parete di area A sarà:

$$\boxed{p_i = \frac{F_i}{A} = \frac{2mv_y}{A\Delta t}} \quad [16]$$

(ricordare che la pressione NON è un vettore).

Durante l'intervallo di tempo Δt in cui avviene l'urto ci saranno altre particelle che colpiranno la stessa parete andando così a contribuire alla pressione prodotta dal gas con una quantità pari alla [16].

Si tratta ora di valutare il numero n_1 di particelle che, rispetto al totale N, urtano in quest'intervallo di tempo la parete A. Definiamo come *densità di particelle* la quantità:

$$\phi = \frac{N}{V} \quad [17]$$

dove V è il volume del recipiente che contiene il sistema.

Il moto delle particelle è rettilineo uniforme di conseguenza, in direzione y, nell'intervallo Δt le particelle si sposteranno di una quantità:

$$\vec{y}_1 = \vec{v}_y \Delta t \qquad [18]$$

Ne consegue che tutte le particelle che si trovano entro una distanza y_1 dal piano A possono, nell'intervallo di tempo Δt, colpire la parete mentre, quelle che si trovano ad una distanza maggiore, non arriveranno in tempo per concorrere alla formazione della pressione in quell'intervallo di tempo.

La parte di volume interessata al fenomeno è quella delimitata dal piano B e vale:

$$V_1 = Ay_1 = Av_y \Delta t \qquad [19]$$

all'interno di questa zona ci sarà un numero di particelle:

$$n = \phi V_1 = \frac{N}{V} Av_y \Delta t \qquad [20]$$

ottenuta combinando le equazioni [17] e [19].

Sappiamo però che le particelle sono in moto casuale di conseguenza la legge dei grandi numeri (nel sistema ci sono $N \approx 10^{23}$ particelle) ci assicura che, se sono possibili due eventi per un gran numero di casi, metà ne realizzerà uno e l'altra metà soddisferà il secondo. Nel nostro caso la direzione del moto di $\vec{v}_y$ ha due possibili versi di conseguenza metà delle particelle andranno in verso $\bar{j}$ positivo e l'altra metà nel senso opposto allontanandosi così dalla parete senza colpirla.

Ne segue che solo metà delle particelle identificate dalla [20] contribuiranno effettivamente alla pressione, quindi: $$n_1 = \frac{n}{2} = \frac{N}{2V} Av_y \Delta t \qquad [21]$$

Ognuna di queste particelle contribuisce con una pressione data dalla [16] alla pressione totale sulla faccia A, quindi varrà:

$$p_y = \sum_{i=1}^{n_1} p_i = n_1 p_i = \left(\frac{N}{2V} Av_y \Delta t \right) \frac{2mv_y}{A\Delta t}$$

che, semplificando e riordinando i termini, diventa:

$$p_y = \frac{2N}{V} \left(\frac{1}{2} mv_y^2 \right) \qquad [22]$$

La [22] è stata determinata nell'ipotesi che tutte le componenti v_{yi} fossero uguali per le n_1 particelle che concorrono alla formazione di p_y, cosa sicuramente non vera di conseguenza si dovrà sostituire nella [22] il valore medio di questa grandezza cioè $< v_y^2 >$, quindi la formula della pressione diventerà:

$$< p_y >= \frac{2N}{V}\left(\frac{1}{2}m < v_y^2 >\right) \qquad [23]$$

ripetendo tutto questo ragionamento per gli urti che avvengono sulle pareti ortogonali agli assi x e z si avrà:

$$< p_x >= \frac{2N}{V}\left(\frac{1}{2}m < v_x^2 >\right) \qquad [24]$$

$$< p_z >= \frac{2N}{V}\left(\frac{1}{2}m < v_z^2 >\right) \qquad [25]$$

Sempre per la legge dei grandi numeri risulta che le probabilità che le velocità medie di traslazione lungo i tre assi abbiano moduli uguali sono elevatissime. Ne segue:

$$< v_x^2 >=< v_y^2 >=< v_z^2 > \qquad [26]$$

per la [6] si ha:

$$< v^2 >=< v_x^2 > + < v_y^2 > + < v_z^2 >= 3 < v_y^2 >$$

da cui: $$< v_y^2 >= \frac{< v^2 >}{3}$$

che, sostituita nella [23], determina la pressione sulla superficie in funzione della velocità totale media delle particelle:

$$< p >= \frac{2N}{3V}\left(\frac{1}{2}m < v^2 >\right) \qquad [27]$$

con sostituzioni analoghe si trova lo stesso valore anche per le pareti ortogonali agli assi x e z (questa è la dimostrazione che il principio di Pascal è vero, almeno nel caso dei gas…). La quantità tra parentesi nella [27] è l’energia cinetica media di traslazione delle molecole che possiamo anche scrivere nella forma:

$$< Ec >= \frac{1}{2}m < v^2 > \qquad [28]$$

per cui la [27] può anche essere scritta: $$< p >= \frac{2N}{3V} < Ec > \qquad [29]$$

E’ usuale considerare questa pressione media come valore della pressione effettiva all’interno del recipiente quindi si può eliminare il simbolo di media ottenendo:

$$\boxed{p = \frac{2N}{3V} < Ec >} \qquad [30]$$

che è l’equazione cercata.

4) TRASFORMAZIONI QUASI-STATICHE.

L'equazione [30] collega tra loro parametri macroscopici quali p e V e parametri microscopici come N ed <Ec>. La [11] permette di intuire che le variabili p, V e T sono tra loro correlate. Queste tre variabili sono i parametri che identificano uno **stato di equilibrio termodinamico di un gas** e la [30] rappresenta una prima forma di equazione di stato di un gas. Le terne p, V, <Ec>

o p, V, T costituiscono equazioni "*difficili*" da utilizzare da un punto di vista matematico perché presentano due variabili indipendenti.

Si è quindi portati ad analizzare fenomeni che, mantenendo costante una delle tre grandezze in esame, facciano variare solo le due rimanenti una in funzione dell'altra.

a) Trasformazioni Isoterme – Legge di Boyle-Mariotte.

Una trasformazione di un sistema termodinamico si definisce isoterma quando si regola il fenomeno in modo che, pur variando pressione e volume, la temperatura non cambi.

Lo schema che descrive questa trasformazione è indicato in fig. 4 nella quale un cilindro contenente N particelle di un gas ha il volume delimitato da un pistone mobile con attrito trascurabile. Nell'istante iniziale il sistema è in equilibrio termodinamico cioè un volume V_i delimita le particelle che hanno una $< Ec_i >$ e quindi per la [30] un valore p_i noto.

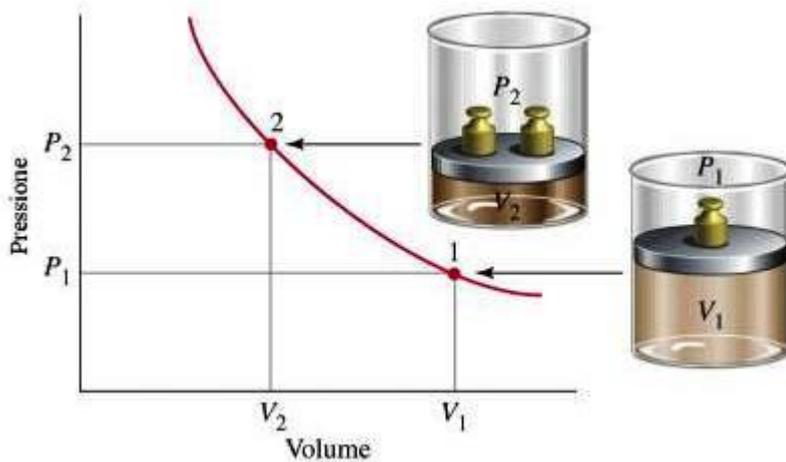



Figura 4 – Trasformazione isoterma

Lo stato iniziale sarà quindi individuato da:

$$St_i = (V_i, T_i \propto < Ec_i >, p_i) \quad [31]$$

fornendo energia dall'esterno sotto forma di calore Q le tre grandezze dovrebbe variare simultaneamente. Se si utilizza un sistema di regolazione tale che mantenga $< Ec_i >$ costante si otterrà, al nuovo equilibrio, uno stato identificato da:

$$St_f = (V_f, T_i \propto < Ec_i >, p_f) \quad [32]$$

Possiamo ora scrivere l'equazione [30] sia per lo stato iniziale sia per quello finale ottenendo:

$$\begin{Bmatrix} p_i V_i = \frac{2}{3} N < Ec_i > \\ p_f V_f = \frac{2}{3} N < Ec_i > \end{Bmatrix}$$ per sostituzione si ha: $$\boxed{p_i V_i = p_f V_f} \quad [33]$$

che è la legge che descrive le trasformazioni isoterme. p

Scritta in questo modo:

$$p_f = \frac{p_i V_i}{V_f} \quad [34]$$

e fissati i valori iniziali di p_i e V_i la [34] permette di prevedere i valori di pressione corrispondenti a quelli dei volumi assunti dal sistema a mano a mano che si evolve fino a raggiungere il valore finale previsto per il volume.

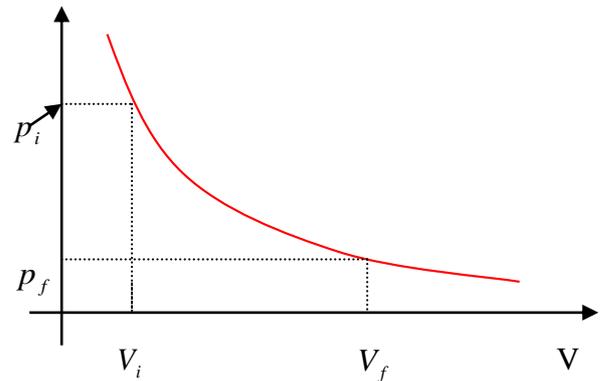



Fig.5

L'andamento sul piano p-V (piano di Clapeyron) è un ramo di iperbole equilatera come indicato in fig.5; questa rappresentazione fa riferimento ad una trasformazione ideale poiché presuppone che, a mano amano che il pistone si sposta, la pressione e la temperatura, all'interno del cilindro, si ridistribuiscano in modo uniforme istantaneamente, cosa impossibile. Nella realtà l'afflusso di energia dall'esterno renderà diverse, da zona a zona, le velocità medie di gruppi di particelle. Le molecole che ricevono per prime l'energia dovranno diffondersi in tutto il volume in modo uniforme e questo fa sì che non esistano temperatura e pressione definiti per il sistema in evoluzione a meno che il fenomeno non si sviluppi in modo da passare da uno stato ad uno immediatamente prossimo in maniera molto lenta.

Questo tipo di trasformazioni sono definite "**quasi-statiche**" e sono trasformazioni reversibili poiché sono noti, istante per istante, i valori termodinamici di ogni stato attraverso i quali deve passare un sistema, sia in compressione sia in decompressione.

Le trasformazioni reali non sono quasi mai lente e di conseguenza la [34] definisce solamente i punti iniziali e finali della trasformazione mentre è illusorio pensare che il sistema, nei periodi intermedi sia effettivamente descrivibile con i parametri leggibili nella fig. 5.

In ogni caso, in prima approssimazione, è sufficientemente indicativo studiare una trasformazione reale come se fosse quasi-statica ricordando però che i risultati ottenuti saranno sicuramente valori approssimati.

b) Trasformazioni Isobare – Prima legge di Gay – Lussac

Anche questa trasformazione, per dare valori corretti deve essere eseguita in modo quasi statico. Consiste nel far evolvere un sistema come quello descritto dalla fig.4, nel quale lo stato del gas si trasforma ricevendo energia dall'esterno ed essendo regolato in modo che la sua pressione iniziale p_i rimanga costante.

Lo stato iniziale è caratterizzato da:

$$St_i = (p_i, V_i, < Ec_i >)$$

per la [11] esiste una costante ψ, di cui per il momento non conosciamo il valore, tale che:

$$< Ec_i >= \psi T_i$$

ne segue:

$$St_i = (p_i, V_i, \psi T_i)$$

e che lo stato finale sarà:

$$St_f = (p_i, V_f, \psi T_f) \quad \text{dove} \quad < Ec_f >= \psi T_f$$

Possiamo scrivere adesso l'equazione di stato [30] per i valori iniziali e finali ottenendo:

$$p_i = \frac{2}{3}\frac{N}{V_i}\psi T_i \qquad [35]$$

$$p_i = \frac{2}{3}\frac{N}{V_f}\psi T_f \qquad [36]$$

sostituendo ed eliminando le parti comuni si ha:

$$\frac{2}{3}\frac{N}{V_i}\psi T_i = \frac{2}{3}\frac{N}{V_f}\psi T_f$$

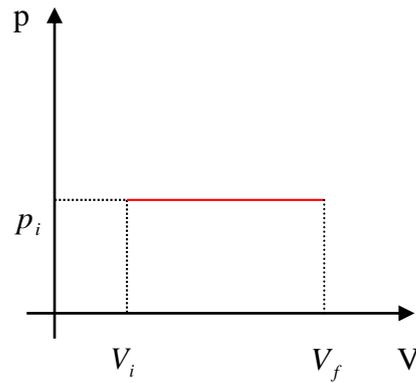



fig.6

da cui:

$$\boxed{\frac{T_i}{V_i} = \frac{T_f}{V_f}} \qquad [37]$$

che è l’equazione delle trasformazioni isobare.
Nel diagramma di Clapeyron si ha una retta parallela all’asse V (fig. 6).

c) **Trasformazione Isocora – Seconda legge di Gay – Lussac.**

Anche questa è una trasformazione da considerarsi quasi-statica. In questo caso il parametro termodinamico che durante la trasformazione viene regolato in modo da rimanere costante è il volume.

Con un ragionamento analogo a quello sviluppato al punto b) si ottiene:

$$St_i = (p_i, V_i, \psi T_i) \;\; ; \; St_f = (p_f, V_i, \psi T_f)$$
$$p_i = \frac{2}{3}\frac{N}{V_i}\psi T_i$$
$$p_f = \frac{2}{3}\frac{N}{V_i}\psi T_f$$

$$\frac{2}{3}\frac{N}{p_i}\psi T_i = \frac{2}{3}\frac{N}{p_f}\psi T_f$$

da cui si ricava:

$$\boxed{\frac{T_i}{p_i} = \frac{T_f}{p_f}} \qquad [38]$$

Nel diagramma di Clapeyron la trasformazione

è rappresentata da un segmento parallelo all’asse p.

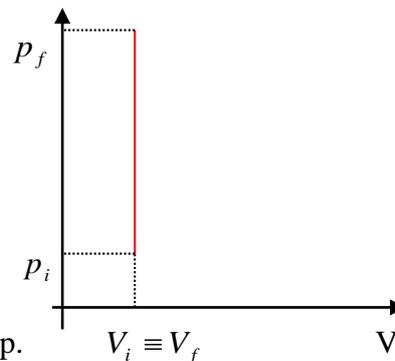



fig.7

5) ENERGIA CINETICA DI TRASLAZIONE – TEMPERATURA KELVIN – EQUAZIONE DI STATO DEI GAS.

L’equazione: $T \propto < Ec >$ [11]

è stata alla base di alcuni ragionamenti che hanno portato a formule operative ma, di per sé, essa non è operativa in quanto non conosciamo ancora il fattore di proporzionalità tra T ed <Ec>.
Siamo ora in grado di determinare il valore di questa costante.
Consideriamo uno stato termodinamico di un sistema a N particelle definito dai parametri:

$$p_0 = 1{,}013 \cdot 10^5 Pa; \ \mathrm{T}_0 = 273K; \ \mathrm{N}_0 = 6{,}022 \cdot 10^{23}$$

in queste condizioni un gas occupa **sempre** un volume $V_0 = 22{,}4 \cdot 10^{-3} m^3$.
Facendo subire al gas una trasformazione isocora. Possiamo applicare la [38] per la trasformazione e la [30] per lo stato finale in modo da collegare i dati iniziali ai valori finali ottenendo:

$$\begin{Bmatrix} \dfrac{T_0}{p_0} = \dfrac{T_f}{p_f} \\ p_f = \dfrac{2}{3}\dfrac{N_0}{V_0} < Ec_f > \end{Bmatrix}$$

Ricavando p_f dalla prima e sostituendo nella seconda ed esplicitando rispetto all’energia cinetica si ottiene:

$$< Ec_f >= \frac{3}{2}\left(\frac{p_0 V_0}{N_0 T_0}\right) T_f \quad [39]$$

Il termine tra parentesi nella [39] è formato da costanti, viene indicato con la lettera K, e prende il nome di **costante di Boltzmann**. Vale:

$$K = \frac{p_0 V_0}{N_0 T_0} = \frac{1{,}013 \cdot 10^5 \cdot 22{,}4 \cdot 10^{-3}}{6{,}022 \cdot 10^{23} \cdot 273} = 1{,}38 \cdot 10^{23} \frac{J}{K} \quad [40]$$

Il legame tra temperatura Kelvin e energia cinetica media di traslazione delle molecole che sostituisce la [11] è:

$$< Ec >= \frac{3}{2} KT \quad [41]$$

dove si è tralasciato per semplicità il pedice f.

Si può ora riformulare l’equazione di stato dei gas che, scritta nella forma [30], conteneva sia parametri macroscopici sia parametri microscopici, in modo da far intervenire solo parametri macroscopici. Sostituendo la [41] nella [30] si ha:

$$p = \frac{2}{3}\frac{N}{V}\left(\frac{3}{2} KT\right)$$

semplificando: $\boxed{pV = NKT}$ [42]

Questa forma necessita ancora della conoscenza del numero totale di molecole che compongono il gas. Ricordiamo che il numero di moli è definito da: $n = \frac{N}{N_0}$

dove N_0 è il numero di Avogadro da cui: $N = nN_0$ [43]

che sostituita nella [42] dà: $pV = nN_0KT$

La quantità N_0K è formata da due costanti universali e viene usualmente chiamata R con un valore di:
$$R = N_0K = 6{,}022 \cdot 10^{23} \cdot 1{,}38 \cdot 10^{-23} = 8{,}31 \frac{J}{K\ mole}$$

La forma che coinvolge solo parametri macroscopici per l'equazione di stato dei gas diventa allora:

$$\boxed{pV = nRT} \quad [44]$$

N.B. Tenete presente che per i gas reali che non soddisfano le condizioni di "gas perfetto" si usa un'equazione più complessa della [44] che però esula dai nostri interessi.

6) LAVORO TERMODINAMICO – PRIMO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA.

a) Lavoro di una trasformazione isobara.

Consideriamo un sistema chiuso (fig.8) contenente N particelle che si trovano nello stato 1 definito da:

$$St_1 = (p_1, V_1, T_1)\text{n}$$

fornendo energia termica al sistema lo si fa evolvere isobaricamente fino allo stato 2 definito da:

$$St_2 = (p_1, V_2, T_2)\text{n}$$

Dalla fig.8 si vede che i valori dei volumi possono essere espressi dalle equazioni:

$$V_1 = Ay_1 \quad ; \quad V_2 = Ay_2 \quad [45]$$

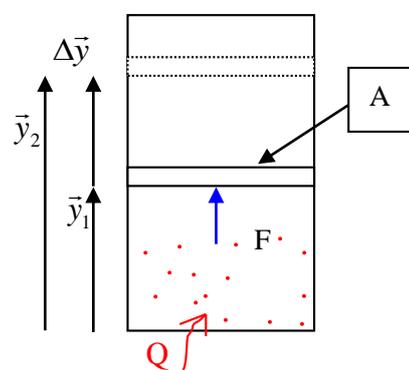



Fig.8

dove A è l'area della faccia del pistone. La necessità di variare il volume comporta lo spostamento, da parte del gas, del pistone, di massa m, con la conseguente produzione di un lavoro meccanico.

La spinta prodotta dalla pressione, dato che si tratta di una trasformazione isobara, risulta costante e vale: $F = pA$

Lo spostamento, Δy, è parallelo alla direzione di F, ne segue che il lavoro risulta:

$$L = F\Delta y = pA\Delta y = pA(y_2 - y_1) = pAy_2 - pAy_1 \qquad [46]$$

sostituendo le [45] nella [46] si ha:

$$\boxed{L = pV_2 - pV_1 = p\Delta V} \qquad [47]$$

che rappresenta la quantità di lavoro meccanico (macroscopico) ottenuto a spese del calore fornito al sistema (lavoro microscopico).

b) **Primo principio della termodinamica.**

Un sistema termodinamico, evolvendo da uno stato ad un altro, oltre a modificare i suoi parametri macroscopici può interagire anche con l'ambiente esterno assorbendo o fornendogli calore producendo o subendo lavoro meccanico, in altri termini trasformando energia da termica a meccanica e/o viceversa. Per poter proseguire nell'analisi energetica dei fenomeni termodinamici è necessario a questo punto fissare alcune convenzioni. Riepiloghiamo le condizioni necessarie perché un sistema sia in **equilibrio termodinamico** e siano quindi definiti i parametri p, V e T**.** Esso deve essere contemporaneamente in:

1) *Equilibrio meccanico* – La pressione che il sistema esercita è uniforme in tutti i suoi punti ed è equilibrata da quella prodotta dalle forze esterne.
2) *Equilibrio termico* – La temperatura è uniforme in tutti i punti del sistema ed è uguale a quella dell'ambiente circostante.
3) *Equilibrio chimico* – La struttura interna e la composizione chimica del gas rimangono costanti.

Dalla descrizione di quanto avviene nella trasformazione che porta alla [47] emerge che il sistema non è in equilibrio termodinamico poiché pur essendo la forza F che spinge in su il pistone durante la fase di transizione tra lo stato iniziale e quello finale, prodotta da una pressione che viene regolata tentando di mantenerla costante, cambia la temperatura a causa del calore ricevuto, producendo, squilibri nella distribuzione dell'energia che faranno sì che anche la temperatura sia diversa da zona a zona. Ne segue che non si tratta di una trasformazione che si evolve tra stati successivi di equilibrio termodinamico e di conseguenza i valori di p e T non sono definiti nelle fasi intermedie. Si può però immaginare che la trasformazione avvenga in modo quasi-statico il che ci autorizza ad utilizzare, con buone approssimazioni dei valori di pressione e temperatura anche nelle fasi intermedie. Vediamo ora alcune considerazioni sulle condizioni di interazione tra sistema e ambiente. Si definisce:

1) *Sistema aperto* – un sistema termodinamico che scambia materia ed energia con l'ambiente esterno.
2) *Sistema chiuso* – un sistema che non scambia materia, ma che può scambiare energia con l'ambiente.
3) *Sistema isolato* – un sistema che non scambia né energia né materia con l'ambiente.

Le analisi che faremo, da qui in avanti, saranno sempre da intendersi effettuate su un sistema chiuso.

Convenzione sui segni

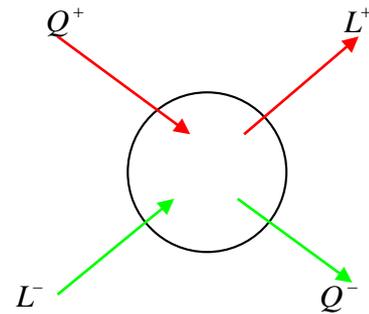
Vengono definiti:

Calore positivo, Q^+, il calore in entrata nel sistema, St, (fig.9) dall'ambiente esterno.

Calore negativo, Q^-, il calore che esce dal sistema verso l'ambiente esterno.

Lavoro positivo, L^+, il lavoro fatto dal sistema sullo ambiente esterno.

Fig.9

Lavoro negativo, L^-, il lavoro fatto sul sistema dallo ambiente esterno.

Il sistema è chiuso quindi le particelle che lo compongono possiedono come minimo dell'energia di traslazione. Nel caso di **gas monoatomici** la [41] è effettivamente tutta l'energia di cui dispongono le singole molecole (vedremo più avanti , Cap.8, cosa succede per i gas composti da molecole più complesse). Se nel sistema ci sono N particelle l'energia totale sarà:

$$U = \sum_{i=1}^{N} Ec_i = N < Ec >= \frac{3}{2} NKT \qquad [48]$$

La [48] rappresenta l'energia interna del sistema alla temperatura T. Se il sistema subisce modificazioni come quelle indicate al punto a) allora dovrà venire fornito del calore, Q^+, dall'ambiente esterno il quale produrrà una evoluzione che fornirà un lavoro determinabile con la [47] e una variazione di temperatura la quale, a sua volta, determina un cambiamento del valore dell'energia interna. Il **primo principio della termodinamica** afferma che la quantità di energia che si aggiunge o si perde nel sistema è pari alla differenza tra l'energia che entra e quella che esce cioè:

$$\boxed{\Delta U = Q - L} \qquad [49]$$

che è più comodo usare nella forma: $\boxed{Q = \Delta U + L}$ [50]

La [49] non è altro che il teorema di conservazione dell'energia.

Nelle [49] e [50] non sono indicati i segni dei vari termini questo perché combinazioni diverse producono risultati diversi, ad esempio:

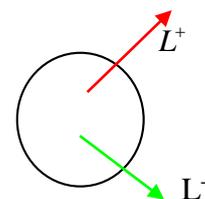
la [49] per una trasformazione isobara può portare a:

$\Delta U > 0$ se $Q > L$ con conseguente aumento di T

Fig.10

L^+

L^-

Oppure $\Delta U < 0$ se $Q < L$ con diminuzione di T.

Nel caso poi che un sistema produca lavoro positivo e calore negativo si può avere solamente $\Delta U < 0$ essendo $Q^- - L^+$ un valore sempre negativo (fig.9).

7) ANALISI ENERGETICA DELLE TRASFORMAZIONI QUASI-STATICHE.

Analizzeremo, ora, come si evolvono in termini energetici le trasformazioni isobare, isocore e isoterme alla luce del primo principio della termodinamica.

a) Trasformazione isobara.

Il parametro che rimane costante è la pressione. Si parla di espansione nel caso il volume aumenti e di compressione nel caso opposto. Il lavoro ottenuto è:

$$L = p\Delta V \qquad [47]$$

e sarà positivo in espansione e negativo in compressione. Il primo principio della termodinamica [50] si può scrivere nella forma:

$$Q = \Delta U + p\Delta V \qquad [51]$$

la trasformazione riportata nel diagramma di Clapeyron è rappresentata in fig.11 dove si evidenzia che, da un punto di vista geometrico, si può interpretare come lavoro prodotto dalla trasformazione il valore dell'area figura racchiusa tra l'asse dei volumi e la linea di trasformazione.

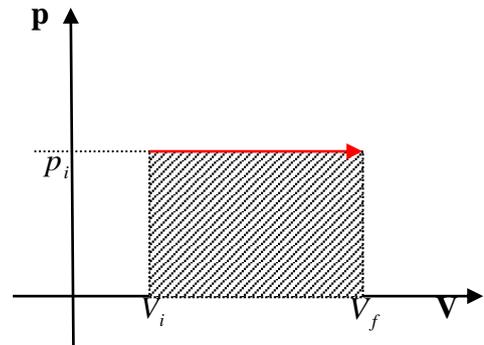



Fig.11

Quest'interpretazione ha un valore generale cioè si può utilizzare per avere un'idea visiva del lavoro prodotto da una qualsiasi trasformazione termodinamica rappresentabile su un diagramma p-V. Si osserva, inoltre, che la trasformazione è orientata da un verso e che, in questo caso, trasformazioni verso destra danno lavoro positivo mentre trasformazioni verso sinistra negativo in accordo con quanto detto sulle espansioni e compressioni.

b) Trasformazione isocora.

Il parametro che rimane costante è il volume. In questo caso essendo $\Delta V = 0$ si ha:

$$L = p\Delta V = 0 \qquad \forall \text{ valore di p}$$

quindi una trasformazione isocora non può mai fornire lavoro meccanico. Il primo principio della termodinamica diventa in questo caso:

$$Q = \Delta U \qquad [52]$$

Cioè il calore fornito o estratto dal sistema fa sempre variare solamente l'energia interna. Nel diagramma di fig.12 si nota che non può esistere nessuna area tra la linea che rappresenta la trasformazione e l'ascissa in accordo con quanto precedentemente detto sull'interpretazione grafica del lavoro.

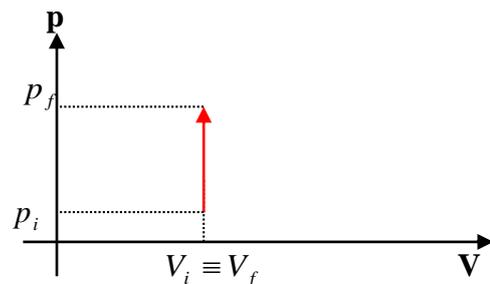



Fig.12

c) Trasformazione isoterma.

Il parametro che rimane costante è la temperatura.

Non variando la temperatura, per la [48], si ha:

$$\Delta U = 0$$

Ne segue che l'equazione del primo principio diventa:

$$Q = L$$

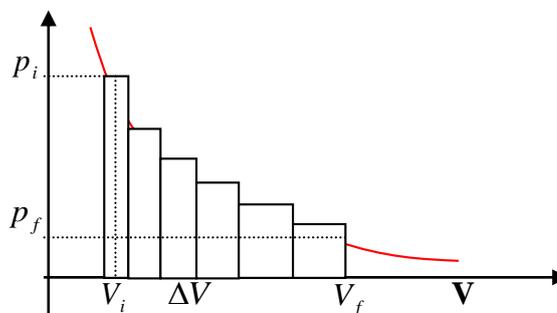



Fig. 13

Il calcolo del lavoro in questo caso risulta matematicamente più complesso ma, da un punto di vista pratico si può ottenere una buona approssimazione del suo valore nel seguente modo:

$$Q = \sum_{i=1}^{n} < p_i > \Delta V_i \quad [53] \text{ (oppure } Q = \int_{V_i}^{V_f} p dV \text{)}$$

con il significato dei simboli evidenziato in fig. 13. Tanto maggiore sarà il numero degli intervalli in cui verrà suddivisa l'area tanto migliore sarà l'approssimazione ottenuta con la [53] e darà il valore esatto se si usa la forma integrale.

8) ENERGIA TOTALE DI UN SISTEMA – PRINCIPIO DI EQUIPARTIZIONE DELL'ENERGIA.

Le premesse che ci hanno portato alla determinazione dell'equazione di stato prevedevano che le molecole del sistema fossero schematizzabili come sferette rigide e indeformabili il cui volume proprio fosse trascurabile rispetto al volume occupato da sistema (c.f.r. Cap.2). Queste condizioni sono certamente accettabili per i gas monoatomici (es. gas nobili). I possibili moti di uno di tali atomi sono sostanzialmente di traslazione lungo i tre assi cartesiani (la loro composizione dà luogo ad un moto di traslazione in direzione qualsiasi). Un moto dell'atomo che non è stato considerato nelle precedenti discussioni è la rotazione su se stesso. Questo fatto però è effettivamente irrilevante poiché l'energia aggiuntiva che compete ad un simile movimento è trascurabile rispetto a quelle di traslazione, come vedremo nell'esempio successivo è ininfluente nella trattazione degli urti che portano alla determinazione del valore di pressione. Valutiamo il valore dell'energia di rotazione sul suo asse di un atomo. La massa è concentrata nel nucleo che ha un raggio dell'ordine di $10^{-16} m$, la massa del nucleo è a sua volta dell'ordine di $10^{-27} kg$ e la velocità media di rotazione si può vedere che è dell'ordine di $10^{13}\ rad/s$. Il momento di inerzia di una sfera piena vale:

$$I = \frac{2}{5} m r^2$$

e l'energia cinetica di rotazione ha la formula:

$$Ec_R = \frac{1}{2} I \omega^2 = 10^{-33} J$$

Il valore è stato ottenuto sostituendo i valori sopra elencati. Vediamo ora cosa vale l'energia cinetica di traslazione ad una temperatura di 300 K per lo stesso gas contenente l'atomo di cui abbiamo trovato l'energia di rotazione.

$$< Ec >= \frac{3}{2} KT = 6{,}21 \cdot 10^{-21} J$$

che è di un ordine di grandezza 10^{12} volte maggiore di quella di rotazione precedentemente trovato. Per i gas monoatomici sono quindi da considerare solo le tre possibili traslazioni e, di conseguenza, l'energia propria della particella può essere scritta nel seguente modo:

$$< Ec >= \frac{1}{2} m < v^2 >= \frac{1}{2} m < v_x^2 > + \frac{1}{2} m < v_y^2 > + \frac{1}{2} m < v_z^2 >= \frac{3}{2} KT$$

dato che per la [26] i tre contributi cinetici sono identici, si ha:

$$\left\{ \begin{array}{l} < Ecx >= \frac{1}{2} m < v_x^2 >= \frac{1}{2} KT \\ < Ecy >= \frac{1}{2} m < v_y^2 >= \frac{1}{2} KT \\ < Ecz >= \frac{1}{2} m < v_z^2 >= \frac{1}{2} KT \end{array} \right\} \qquad [54]$$

Definiamo come **grado di libertà** ogni possibilità di moto indipendente di una molecola.

Una qualsiasi traslazione, definita da un vettore inclinato in una direzione casuale rispetto al sistema di riferimento associato, è sempre descrivibile con la sovrapposizione di tre moti indipendenti lungo gli assi cartesiani (c.f.r. par.1a). Quindi una traslazione qualsiasi ha tre gradi di libertà. Le [54] affermano che ogni grado di libertà contribuisce all'energia di una particella con la quantità:

$$< Egr >= \frac{1}{2} KT \qquad [55]$$

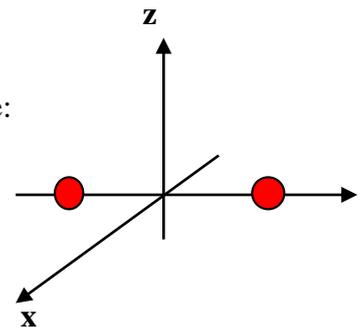
L'energia totale del sistema sarà, in generale, data dalla formula seguente:

$$U = N n_g < Egr > \qquad [56]$$

dove con n_g si intende il numero di gradi di libertà delle molecole.

Per i gas monoatomici, in base a quanto visto sopra $n_g = 3$ e quindi:

Fig.14

$$U = \frac{3}{2} NKT \qquad [57]$$

equivalente alla [48], ma ora è stata ricavata sommando gli effetti dei gradi di libertà delle particelle.

L'equazione [56] si può generalizzare a situazioni in cui i gradi di libertà siano maggiori di tre (molecole più complesse) traendone il **principio di equipartizione dell'energia** che afferma:

"In un sistema a molte particelle, l'energia media di ogni costituente è ugualmente ripartita tra tutti i gradi di libertà ognuno dei quali contribuisce con un termine $\frac{1}{2}KT$."

Nel caso di un gas biatomico, oltre alle traslazioni x, y, z, sono possibili anche rotazioni della molecola attorno a due assi, nell'esempio in fig.14 gli assi x e z, mentre quella attorno all'asse y pur essendo possibile è trascurabile per lo stesso motivo visto nel caso della molecola monoatomica.
In totale i gradi di libertà, in questo caso, sono 5, tre di traslazione e due di rotazione, e per il principio di equipartizione dell'energia si ha:

$$U = n_g N < Egr >= \frac{5}{2} NKT \qquad [58]$$

Se la molecola biatomica si trova a temperature elevate rispetto a quella standard compare anche una vibrazione sull'asse congiungente i due atomi (il legame entra in tensione) che la compongono. Una vibrazione è caratterizzata da due gradi di libertà in quanto l'energia e di tipo sia cinetico che potenziale. Il totale dei gradi di libertà in questa situazione diventa 7, per cui:

$$U = n_g N < Egr >= \frac{7}{2} NKT \qquad [59]$$

N.B. Quanto appena visto è riferito all'energia totale di una particella (N=1) o di un sistema.
Per quanto riguarda l'equazione di stato dei gas nella forma:

$$p = \frac{2N}{3V} < Ec > \quad [30]$$

e la definizione di temperatura per un gas:

$$< Ec >= \frac{3}{2} KT \quad [41]$$

è importante ricordare che va considerata solo la parte di energia interna della molecola relativa alle TRASLAZIONI; gli altri gradi di libertà non danno contributi significativi ai microurti che le molecole si scambiano o hanno con le pareti, di conseguenza anche se i gas sono poliatomici restano valide le equazioni [30] e [41]. ***L'energia totale delle molecole di un gas non è legata alla temperatura lo è solo l'energia di traslazione.***

9) CALORE SPECIFICO MOLARE A VOLUME COSTANTE.

Trattando i problemi inerenti ai modi in cui si trasmette il calore abbiamo utilizzato la formula:

$$\boxed{Q = cm\Delta T} \qquad [60]$$

dove ΔT rappresenta il salto termico (la differenza di energia interna) dovuta all'ingresso o all'uscita di una quantità di calore Q, m è la massa del sistema che subisce la variazione di energia e c il calore specifico che rappresenta il comportamento della struttura della materia di cui è composta la massa del sistema. Il numero di moli, oltre che nel modo visto nel capitolo 5, può essere determinato anche con la formula:

$$n = \frac{m}{MM} \qquad [61]$$

dove MM rappresenta la "massa molecolare" delle particelle che compongono il sistema e m la massa totale del gas. La [60] può, allora, essere scritta nella forma:

$$Q = c \cdot MM \cdot n \cdot \Delta T \qquad [62]$$

Definiamo **calore specifico molare a volume costante** la quantità:

$$c_V = c \cdot MM \qquad [63]$$

Con questa convenzione la [60] diventa:

$$Q = c_V n \Delta T \qquad [64]$$

Vediamo ora di determinare il valore del calore specifico molare a volume costante a partire dalla teoria cinetica dei gas in modo da poter poi risalire ai valori di c che, avevamo detto, sono dipendenti dalla natura chimica della massa.

Per i gas una trasformazione isocora impone come condizioni:

$$V = \cos t \;\Rightarrow\; \mathrm{L} = 0 \;\Rightarrow\; \mathrm{Q} = \Delta \mathrm{U} \qquad \text{(c.f.r.par.7b)}$$

di conseguenza la [64] diventa:

$$\Delta U = c_V n \Delta T \qquad [65]$$

che, esplicitata rispetto al calore specifico molare, porta a:

$$c_V = \frac{1}{n}\frac{\Delta U}{\Delta T} \qquad [66]$$

L'energia interna per un gas è data dalla [56]:

$$U = N n_g < Egr > \qquad [56]$$

dove n_g è il numero di gradi di libertà collegato al fatto che le molecole siano mono-bi-poli-atomiche. Per una variazione ΔT di temperatura si ha una variazione di energia interna pari a:

$$\Delta U = N \frac{n_g}{2} K \Delta T \qquad [67]$$

da cui

$$\frac{\Delta U}{\Delta T} = N \frac{n_g}{2} K \qquad [68]$$

che sostituita nella [66] porta a:

$$c_V = \frac{N n_g}{2n} K \qquad [69]$$

eguagliando la [42] alla [44] e semplificando si ottiene:

$$NK = nR \qquad [70]$$

che sostituita nella [69] dà:

$$c_V = \frac{n_g}{2} R \qquad [71]$$

In definitiva il calore specifico molare a volume costante dipende dal numero di gradi di libertà, cioè dal tipo di molecole, e dalla costante dei gas. Per un gas monoatomico $n_g = 3$:

$$c_V = \frac{3}{2} R = 12{,}5 \frac{J}{mole\,K} \qquad [72]$$

Per un gas biatomico con solo roto-traslazione $n_g = 5$:

$$c_V = \frac{5}{2} R = 20{,}8 \frac{J}{mole\,K} \qquad [73]$$

Per un gas biatomico con roto-traslazione e vibrazione $n_g = 7$:

$$c_V = \frac{7}{2} R = 29{,}1 \frac{J}{mole\,K} \qquad [74]$$

Tali risultati sono confermati sperimentalmente in un ampio intervallo di valori di temperatura. Ad esempio, l'idrogeno molecolare (H_2) è nella situazione corrispondente alla roto-traslazione in un intervallo di temperature compreso tra 250 K e 750 K, sopra i 750 K passa a roto-traslazione con vibrazione mentre sotto i 250 K tende solo a traslare. Questi passaggi da un valore all'altro per il calore specifico molare sono legati all'energia propria e, per spiegarne in modo approfondito il significato, sarebbe necessaria una trattazione in termini di meccanica quantistica che esulano dagli obiettivi del nostro corso. E' importante notare invece che, comunque, per vasti intervalli di temperatura si può ritenere il calore specifico molare costante e calcolabile con le formule sopra riportate.

10) LEGGE DI DULONG – PETIT. CALORE SPECIFICO A PRESSIONE COSTANTE.

a) Legge di Dulong – Petit.

Nonostante l'impianto logico della Teoria Cinetica sia stato costruito per le fasi fluide, il risultato dell'equazione [71] si può utilizzare con *buona approssimazione*, anche per la fase solida.

Nella fase solida, gli atomi perdono la loro aggregazione molecolare e si dispongono su un reticolo cristallino. Questa disposizione obbligata dai legami elettrostatici impone agli atomi di rimanere in un intorno ristretto dei vertici del reticolo, in altri termini non possono traslare né ruotare liberamente. Gli unici moti possibili sono delle vibrazioni secondo i tre assi cartesiani. Questo comporta un numero di gradi di libertà $n_g = 6$ (tre termini cinetici e tre potenziali).

La [71] diventa allora:

$$\boxed{c_V = \frac{6}{2} R = 3R} \qquad [75]$$

che è la legge trovata sperimentalmente da Dulong e Petit. Con buona approssimazione, molte trasformazioni termodinamiche per i solidi possono essere considerate a volume costante, visti i

piccoli valori di dilatazione termica rispetto al totale del volume interessato, quindi si può risalire al calore specifico con la [63] scritta nella forma:

$$c = \frac{c_V}{MM} = \frac{3R}{MM} \qquad [76]$$

Vediamo alcuni esempi :

Ferro $\Rightarrow$ $\mathrm{MM} = 0{,}0558\,\mathrm{Kg}/moli$; $\mathrm{R} = 8{,}31 \frac{\mathrm{J}}{\mathrm{mole\,K}}$; Calore specifico dalle tabelle: $c = 481 \frac{J}{Kg\ K}$

.

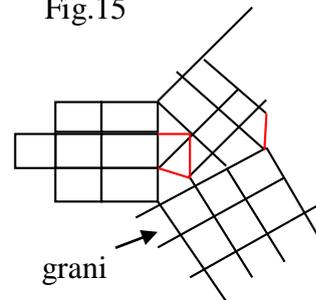
Fig.15

grani

Applicando la [76] si ha:

$$c = \frac{3 \cdot 8{,}31}{0{,}0558} = 447 \frac{J}{kg\ K}$$

con un errore relativo di:

$$\varepsilon = \left(\frac{481 - 447}{481} \right) 100 = 7\%$$

Questa discrepanza è spiegabile per i metalli che hanno la caratteristica di solidificare in forme policristalline (cioè in grani) sui bordi di congiunzione dei quali si hanno legami disordinati rispetto a quelli della struttura interna delle celle (fig.15). La formula iniziale non prevede queste differenze ma considera dei cristalli perfetti, quindi produce le imprecisioni viste nell'esempio. Vediamo altri due casi:

Rame $\Rightarrow$ $\mathrm{MM} = 0{,}0635\,\mathrm{kg/mol}$; calore specifico da tabelle: $\mathrm{c} = 389 \frac{\mathrm{J}}{\mathrm{Kg\,K}}$

$$c = \frac{3 \cdot 8{,}31}{0{,}0635} = 393 \frac{J}{kgK} \qquad \varepsilon = 1\%$$

Piombo $\Rightarrow$ $\mathrm{MM} = 0{,}207\,\mathrm{kg/mol}$; calore specifico dalle tabelle: $\mathrm{c} = 130 \frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kgK}}$

$$c = \frac{3 \cdot 8{,}31}{0{,}207} = 120 \frac{J}{kgK} \qquad \varepsilon = 8\%$$

Si vede che nonostante i risultati non siano precisi la legge di Dulong – Petit dà indicazioni sull'ordine di grandezza dei calori specifici di una sostanza .

b) Calore specifico molare a pressione costante.
Consideriamo una trasformazione isobara. Dal paragrafo 7a) si ha:

$$Q = \Delta U + p\Delta V \qquad [51]$$

facendo la differenza tra le equazioni di stato scritte nella situazione finale e iniziale di una di queste trasformazioni si ottiene:

$$\begin{cases} p_i V_f = nRT_f \\ p_i V_i = nRT_i \end{cases}$$

$$L = p_i \Delta V = nR\Delta T \qquad [77]$$

che è un'equazione utile in generale per calcolare il lavoro di un'isobara conoscendo il salto di temperatura che provoca. Inoltre sappiano che:

$$\Delta U = c_V n\Delta T \qquad [65]$$

Inserendo la [65] e la [77] nella [51] si ottiene:

$$Q = c_V n\Delta T + nR\Delta T = (c_V + R)n\Delta T \qquad [78]$$

Definiamo **calore specifico molare a pressione costante** la quantità:

$$\boxed{c_P = c_V + R} \qquad [79]$$

Il calore per una trasformazione isobara si può calcolare con l'equazione:

$$\boxed{Q = c_P n\Delta T} \qquad [80]$$

11) TRASFORMAZIONI ADIABATICHE.

Nei capitoli precedenti abbiamo analizzato le seguenti trasformazioni:

Isoterma: $\mathrm{T = cost} \Rightarrow \Delta\mathrm{U} = 0 \Rightarrow \mathrm{Q = L}$

Isocora: $V = \mathrm{cos}t \Rightarrow \Delta\mathrm{V} = 0 \Rightarrow \mathrm{L} = 0 \Rightarrow \mathrm{Q} = \Delta\mathrm{U}$

Isobara: $p = \mathrm{cos}t \Rightarrow \qquad \mathrm{Q} = \Delta\mathrm{U} + \mathrm{p}\Delta\mathrm{V}$

Si nota che queste le trasformazioni influenzano il secondo membro del primo principio della termodinamica in tutte le combinazioni possibili. Manca solo una possibilità cioè quello in cui una trasformazione renda nullo il primo termine: Q=0. Una trasformazione di questo tipo viene definita adiabatica e prevede che il sistema non possa scambiare calore con l'ambiente esterno cioè che sia termicamente isolato. Va tenuto presente che il sistema può ancora scambiare energia con l'ambiente sotto forma di lavoro e quindi non è termodinamicamente isolato (c.f.r.par.6b).L'equazione del primo principio della termodinamica per una trasformazione adiabatica è:

$$\Delta U = -L \qquad [81]$$

di conseguenza il lavoro viene sempre fatto a spese o a favore dell'energia interna del sistema. La legge che regola il passaggio da uno stato all'atro in una trasformazione adiabatica quasi-statica è:

$$\boxed{p_i V_i^\gamma = p_f V_f^\gamma} \qquad [82]$$

dove $$\gamma = \frac{c_p}{c_V} \qquad [83]$$

Non dimostreremo questa legge in quanto richiede l'applicazione dell'analisi differenziale, è comunque a questa legge si è pervenuti anche sperimentalmente. Nel caso dei gas biatomici come praticamente si può considerare l'aria ($78\%\,N_2$ e $21\%\,O_2$) il coefficiente γ vale:

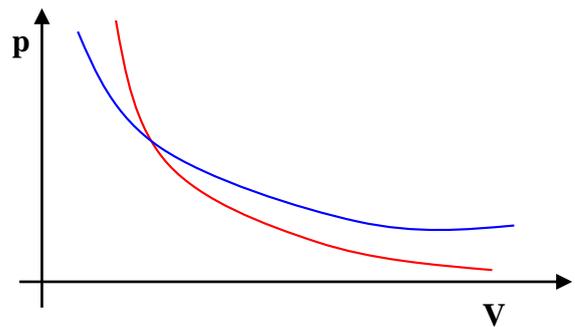
$$c_V = 20{,}8 \frac{J}{mole\,K} \qquad [73]$$

e $$c_P = c_V + R = 20{,}8 + 8{,}3 = 29{,}1 \frac{J}{mole\,K}$$

quindi $$\gamma = \frac{29{,}1}{20{,}8} = 1{,}40$$

fig.16

L'equazione [82] può essere riscritta nella forma:

$$p_f = \frac{p_i V_i^{1,4}}{V_f^{1,4}} \qquad [84]$$

Valori lori iniziali, l'andamento della curva nel diagramma p-V è quello di un'iperbole di grado superiore al primo, quindi, più inclinata della curva che rappresenta un'isoterma (fig.16). Il lavoro di un'adiabatica si determina nella stessa maniera di quanto visto per le isoterme nel paragrafo 7c).

12) CICLI TERMODINAMICI – RENDIMENTO.

Nelle applicazioni tecniche una trasformazione isolata è poco utile. Generalmente si sfruttano gruppi di trasformazioni consecutive al fine di ottenere un ciclo ripetitivo che porti, per ogni replica, un saldo netto positivo in termini di lavoro meccanico. Consideriamo un esempio per chiarire quanto sopra affermato. Sia dato un sistema chiuso, St, composto da N particelle e definito dai parametri iniziali $St_1(p_1,V_1,T_1)$. Lo si fa evolvere prima con una trasformazione isocora che lo porta a $St_2(p_2,V_1,T_2)$ poi con un'espansione isobara che modifichi i parametri fino a $St_3(p_2,V_3,T_3)$, quindi una nuova isocora fino a $St_4(p_4,V_3,T_4)$ e infine con una compressione isobara che riporti il sistema allo stato iniziale. La rappresentazione di questo insieme di trasformazioni nel grafico p-V è indicata in fig. 17.

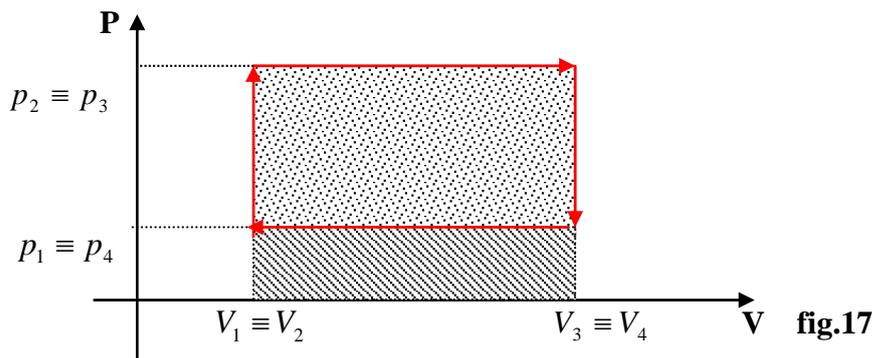



fig.17

Ricordando quanto visto al paragrafo 7) sul significato delle aree racchiuse sotto le linee di trasformazione si vede che, in questo caso, per ogni ciclo percorso dal sistema, si ha un saldo netto, in termini di lavoro meccanico, pari all'area punteggiata. Infatti durante l'isocora 1-2 deve essere fornito un calore:

$$Q^{+}_{1-2} = \Delta U_{1-2} \quad \text{con L} = 0$$

durante l'isobara 2-3 si ha: $Q^{+}_{2-3} = \Delta U_{2-3} + (p_2 \Delta V)^{+}$

durante l'isocora 3-4 si ottiene: $Q^{-}_{3-4} = \Delta U_{3-4}$

e infine dalla trasformazione 4-1 si ottiene: $Q^{-} = \Delta U_{4-1} + (p_1 \Delta V)^{-}$

Per valutare quanto è avvenuto bisogna ricordare che il ciclo riporta il sistema allo stato 1. In definitiva la temperatura, e quindi anche l'energia interna del gas, ritornano al valore iniziale, di conseguenza, il gas non subisce nessuna variazione di energia interna, cioè:

$$\sum \Delta U = \Delta U_{1-2} + \Delta U_{2-3} + \Delta U_{3-4} + \Delta U_{4-1} = 0 \quad [85]$$

che rappresenta la *caratteristica fondamentale* di qualsiasi processo ciclico.

Si ha: $\sum Q = \sum L$ [86]

Il secondo termine della [86] vale: $\sum L = p_2(V_3 - V_2) + p_1(V_1 - V_4)$

ma $(V_1 - V_4) = -(V_3 - V_2)$

quindi: $\sum L = p_2(V_3 - V_2) - p_1(V_3 - V_2)$

e in definitiva: $\sum L = \Delta p \Delta V$ [87]

che è, come avevamo previsto l'area punteggiata racchiusa tra le trasformazioni in fig.17.

Per la [86] si ha:

$$\sum L = \sum Q = Q^{+}_{1-2} + Q^{+}_{2-3} + Q^{-}_{3-4} + Q^{-}_{4-1} < \sum Q^{+} = Q^{+}_{1-2} + Q^{+}_{2-3} \quad [88]$$

Viene definito **rendimento** di un ciclo termodinamico il rapporto tra il lavoro meccanico ottenuto e il calore fornito al sistema, in formule:

$$\eta = \frac{\sum L}{\sum Q^{+}} < 1 \quad [89]$$

In un ciclo si consuma sempre più energia termica di quella che si riesce ad ottenere in forma meccanica.

13) CICLO DEL MOTORE A SCOPPIO (CICLO DI OTTO)

La schematizzazione della parte termica di un motore a scoppio è la seguente: si ha un cilindro contenente un pistone mobile, di area A, che delimita un volume variabile tra un valore minimo e un valore massimo; quest'ultimo è la "cilindrata" del motore (fig.18).

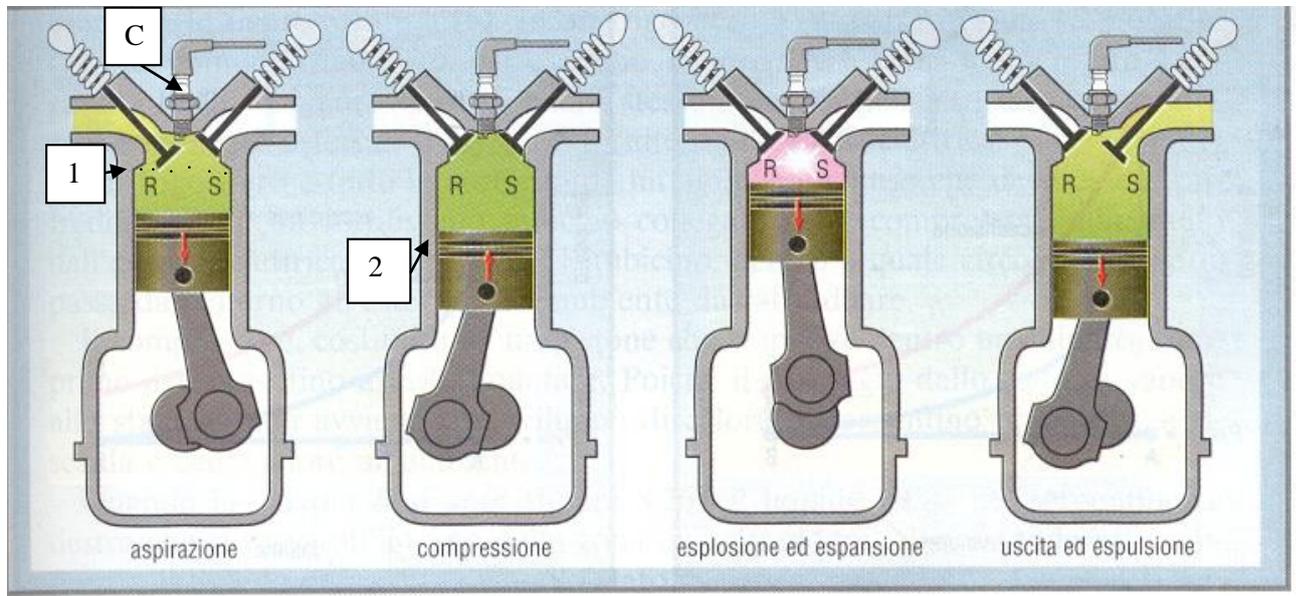



Figura 18 - Motore a scoppio

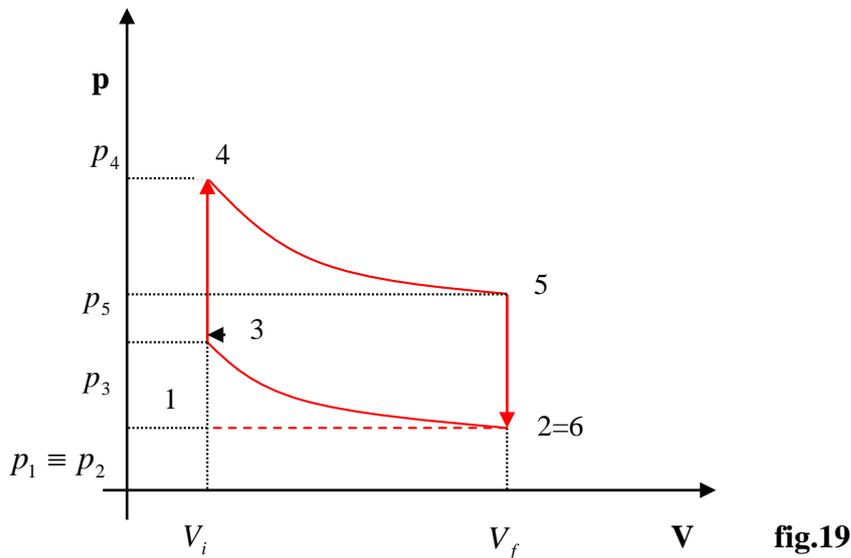
La parte superiore del cilindro è sagomata in modo da impedire al pistone aggiungere la base superiore riducendo il valore del volume minimo a zero. Nella parte superiore sono inserite due valvole, R ed S, la prima che permette all'iniettore (o al carburatore) di immettere nel cilindro la miscela di aria e benzina che costituisce il sistema termodinamico su cui lavoriamo (N.B. attenzione: una miscela di aria e goccioline di benzina NON è un gas perfetto, quindi, considerarlo tale costituisce una prima approssimazione).

Durante la fase di aspirazione, la valvola S di scarico che, porta alla marmitta, è chiusa. Il pistone, nella fase iniziale, viene abbassato dalla biella messa in movimento dal motorino elettrico di accensione ciò fa sì che la miscela, che entra dalla valvola R, a pressione atmosferica , si porti isobaricamente dal punto 1 a punto 2 (fig19) a spese del motorino di avviamento (o degli altri pistoni collegati in contro spinta con l'albero a camme nella fase successiva). Quando il pistone arriva al punto 2, la valvola di immissione si chiude e il pistone risale, sospinto dalla biella, comprimendo rapidamente la miscela. Questa fase, essendo molto rapida, si può considerare adiabatica in quanto il calore, che può solo uscire dalle pareti, lo fa secondo la formula di Fourier:

$$Q = K\frac{S}{d}\Delta T\Delta\tau \qquad [90]$$

dove il termine $\Delta\tau$ che rappresenta l'intervallo di tempo di salita, che è dell'ordine di una frazione di secondo, fa sì che il risultato sia un valore trascurabile rispetto a quello delle energie in gioco.

(N.B. questa è un ulteriore approssimazione)

fig.19

Giunti al punto morto superiore (come viene tecnicamente chiamata questa posizione) la candela C immette nella miscela una scintilla che produce lo scoppio (ancora un'approssimazione si tratta di una reazione chimica e quindi non è rispettato l'equilibrio chimico) che come risultato produce uno sbalzo rapidissimo di pressione ed è fortemente esotermica cioè immette una notevole quantità di calore nei residui della miscela. Vista la rapidità con cui si svolge questa fase il pistone non fa a tempo a compiere uno spostamento significativo verso il basso il che ci permette di considerare la trasformazione come se avvenisse a volume costante portandoci al punto 4.
Il pistone, terminato lo scoppio, comincia a muoversi in modo rapido verso il basso fino a raggiungere il punto 5 . Anche in questo caso, come per la trasformazione 2-3, essendo rapido lo spostamento, la [90] ci permette di considerare questa trasformazione come un'adiabatica. In questo momento il sistema è a una pressione molto maggiore di quella atmosferica e quindi, se si apre la valvola di scarico S, il gas defluisce pressoché istantaneamente dallo marmitta (ricordare la rapidità con cui si sgonfia un palloncino nel quale venga fatto un buco). Possiamo allora considerare che in questa fase di scarico il pistone non farà a tempo a muoversi e considerare la trasformazione come isocora fino al punto 6 coincidente con 2. Infine l'inerzia della biella riporterà il pistone al punto morto superiore (1) con il cilindro vuoto e pronto a riprendere un nuovo ciclo.

Il grafico 19 evidenzia che per ogni ciclo effettuato si otterrà un lavoro positivo pari all'area racchiusa tra le due adiabatiche e le due isocore. Va altresì sottolineato che oltre a tutte le approssimazioni già ricordate vi è una discrepanza fondamentale rispetto alle condizioni per cui sono valide le trasformazioni utilizzate nel ciclo: tutti i movimenti e quindi i processi sono molto rapidi cioè esattamente il contrario di quello che si definisce un modo quasi-statico di procedere. Di conseguenza i risultati che si ottengono da analisi di questo tipo sono sicuramente fortemente approssimati, ma danno comunque indicazioni attendibili, **in fase di progetto**, sulle temperature, le pressioni e il rendimento di un motore; valori che poi vanno studiati in modo più preciso con prove su modelli reali.

14) ENTALPIA.

Da quanto si è visto nei cicli termodinamici ci si è resi conto del fatto che il lavoro meccanico dipende dal percorso che si segue durante le trasformazioni e non solo dalle posizioni di partenza e di arrivo. In altri termini il lavoro non è una funzione di stato come viceversa lo era l'energia

interna. (Ricordarsi che le funzioni di stato permettono di determinare il valore della loro variazione in funzione dei soli punti di partenza e di arrivo e non del percorso seguito). Il primo principio della termodinamica è: $Q = \Delta U + L$ [50]

ciò fa capire che, il calore essendo la somma tra una funzione di stato e il lavoro, a sua volta non è, in generale, una funzione di stato. Nel caso delle trasformazioni isobare però vale la:

$$L = p\Delta V \qquad [47]$$

quindi: $$Q = U_f - U_i + pV_f - pV_i = \left(U_f + pV_f\right) - \left(U_i + pV_i\right) \qquad [91]$$

cioè il calore in una trasformazione isobara dipende solo dalla variazione dei parametri di stato iniziali e finali, quindi, in questo caso, è una funzione di stato.

Definiamo entalpia di uno stato la quantità:

$$\boxed{H = U + pV} \qquad [92]$$

L a [91] può essere scritta:

$$\boxed{Q = H_f - H_i = \Delta H} \qquad [93]$$

Una variazione positiva di entalpia in un processo richiede fornitura di calore al sistema e si parla in questo caso di trasformazione endotermica. Viceversa una variazione negativa di entalpia implica cessione di calore da parte del sistema all'ambiente e si definisce esotermica.

Molte trasformazioni chimiche avvengono a pressione costante e le variazioni di entalpia hanno un'importanza notevole in quanto le entalpie standard di molte sostanze sono state tabulate permettendo di prevedere cosa succede in termini energetici durante una reazione.

15) DISTRIBUZIONE DI MAXWELL DELLE VELOCITÀ.

a) Interpretazione del grafico v-N

La teoria cinetica dei gas ha collegato la pressione e il volume all'energia di traslazione delle particelle con la formula:

$$p = \frac{2}{3}\frac{N}{V} < Ec > \qquad [30\ ]$$

e $$< Ec > = \frac{3}{2}KT \qquad [41]$$

dove <Ec> rappresenta solamente l'energia cinetica di traslazione.

D'altra parte : $$< Ec > = \frac{1}{2}m < v^2 > \qquad [29]$$

descrive il fatto che le N molecole di un gas ideale, pur muovendosi con una propria velocità v_i, mediamente, nel loro insieme, si comportano come se avessero tutte una velocità

$$v_{qm} = \sqrt{< v^2 >} \qquad [94]$$

Con v_{qm}, velocità quadratica media, s'intende la velocità che avrebbero le molecole del sistema se si muovessero tutte allo stesso modo, cioè se avessero diviso in maniera "comunista" l'energia totale di traslazione. Questo modo di ragionare ha portato alla costruzione di tutta la teoria delle trasformazioni termodinamiche analizzate precedentemente.Vediamo ora cosa comporta il fatto che le particelle nella realtà si muovono in modo indipendente cioè ognuna con una propria velocità $\vec{v}_i$.Da un'analisi statistico-sperimentale risulta che l'effettivo andamento della distribuzione delle velocità è quello rappresentato, per una fissata temperatura T, in figura 20, dove in ascissa sono indicati i valori delle velocità e in ordinata quello della frazione di molecole che si stanno muovendo con quella velocità rispetto al totale.

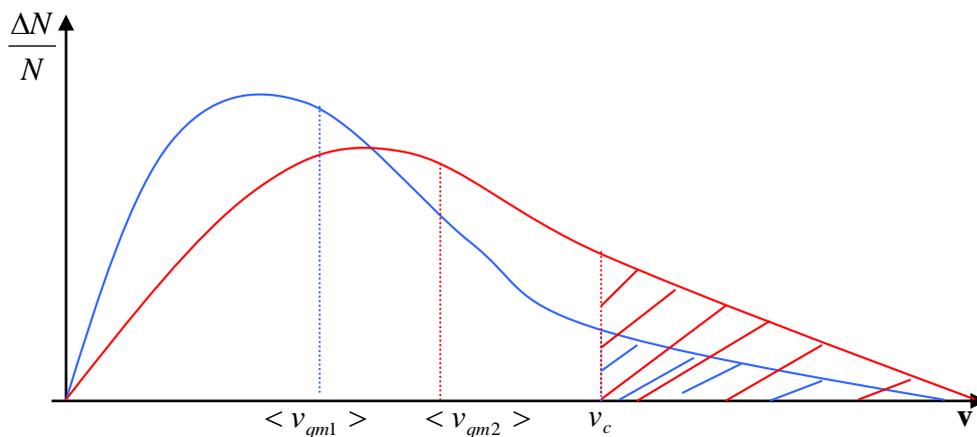



Fig.20

L'area racchiusa sotto la curva rappresenta il totale N delle particelle presenti nel sistema, l'ordinata rappresenta il numero relativo di particelle che hanno una data velocità. Un'area racchiusa tra due valori di velocità, moltiplicata per N, dà il numero di particelle che hanno velocità compresa tra i due valori indicati. Si vede che la velocità quadratica media, v_{qm}, non è la velocità raggiunta dal maggior numero di particelle ma è un valore spostato più avanti rispetto a questo picco. Nel grafico è riporto anche l'andamento delle velocità in uno stato termodinamico a temperatura più elevata. Si vede che l'area rimane sempre uguale (non essendo cambiato il numero di particelle) ma che, con l'aumentare della temperatura, il numero di particelle veloci è considerevolmente aumentato.

16) ENTROPIA E 2° PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA.

Analizzando i cicli termodinamici abbiamo definito il rendimento con l'equazione

$$\eta = \frac{\sum L}{\sum Q^{+}} \qquad [89]$$

sappiamo inoltre che il rendimento è sempre minore di uno e, di conseguenza, se ne deduce che il lavoro meccanico prodotto è sempre inferiore all'energia termica che viene erogata per ottenerlo.

Un lavoro meccanico produce energia "ordinata", infatti, tutte le particelle di un solido sono costrette a procedere nella stessa direzione, con lo stesso verso e con lo stesso modulo compiendo quindi traiettorie simili. Il calore invece rappresenta una variazione di energia a livello microscopico, ad esempio se immaginiamo una espansione all'interno di un cilindro, è necessario, per aumentare la pressione, aumentare l'energia con cui si muovono casualmente, in modo caotico, le molecole cioè fornire energia che provoca un aumento del disordine del sistema. Rispetto al lavoro su un solido in cui la variazione dell'energia fa muovere le molecole in ordine come soldatini, il calore fa muovere le particelle come "studenti in discoteca" vale a dire in modo disorganico e caotico.

Il secondo principio della termodinamica afferma: " è impossibile realizzare una trasformazione il cui risultato finale sia solamente quello di convertire in energia meccanica il calore fornito al sistema"

In altri termini non è mai possibile riconvertire totalmente energia "disordinata" in energia "ordinata". Questo per quanto riguarda le trasformazioni cicliche.

Vediamo ora alcuni altri casi che porteranno ad una nuova formulazione del secondo principio della termodinamica.

Un solido è caratterizzato da una struttura cristallina con un elevato grado d'ordine per le particelle che lo compongono. Gli atomi sono costretti dai legami chimici a rimanere in un intorno ristretto delle posizioni corrispondenti ai vertici del reticolo cristallino teorico.

Se la sostanza, a seguito di una trasformazione termodinamica, passa dalla fase solida alla fase liquida si otterrà un forte aumento del disordine atomico, gli atomi, che prima erano vincolati a rimanere in zone molto circoscritte, ora sono liberi di traslare all'interno di tutta la massa ostacolati solamente dalle forze di coesione che sono molto più deboli dei legami che agiscono allo stato solido. In questo caso si è passati da una situazione d'ordine ad uno di maggiore disordine. Se si ricorda quanto detto nel capitolo 16 relativamente al passaggio di fase liquido vapore si capisce che anche questa transizione aumenta l'energia di tipo disordinato presente nel sistema. I passaggi di fase appena descritti avvengono tutti con assorbimento di calore e producono un aumento di disordine. D'altra parte abbiamo definito l'entalpia come una funzione di stato che collega il calore ad una sua variazione, nel caso in cui la trasformazione avvenga a pressione costante, con l'equazione:

$$Q = \Delta H \qquad [93]$$

con $$H = U + pV$$

da cui si evince che la [93] è il primo principio della termodinamica per una trasformazione isobara.

Il primo principio, però non dice niente sulla reversibilità o meno delle trasformazioni che descrive. A suo tempo (Cap.4) è stata posta come condizioni di reversibilità per una trasformazione il fatto che gli stati attraverso cui si evolve il sistema siano infinitamente prossimi tra loro e che il passaggio tra l'uno e l'altro avvenga molto lentamente (trasformazioni quasistatiche) è evidente che questo modo di agire non è quello che si verifica in natura, cioè le trasformazioni reversibili non sono trasformazioni spontanee.

a) Entropia

Da quanto detto emerge la necessità di costruire un parametro che sia collegato allo stato di disordine di un sistema e che permetta studiando le sue variazioni, di definire se una trasformazione può avvenire in modo spontaneo o no. Viene definita variazione di **entropia** alla temperatura T la quantità:

$$\boxed{\Delta S = S_f - S_i = \frac{Q}{T}} \qquad [103]$$

che nel caso la trasformazione sia anche isobara diventa, per la [93]:

$$\boxed{\Delta S = \frac{\Delta H}{T}} \qquad [104]$$

Da quanto visto per l'entalpia sappiamo che se:

$$\Delta H > 0 \quad \Rightarrow \quad \Delta S = \frac{\Delta H}{T} > 0 \qquad [105]$$

la trasformazione è endotermica. Se la trasformazione è esotermica si ha:

$$\Delta H < 0 \quad \Rightarrow \quad \Delta S = \frac{\Delta H}{T} < 0 \qquad [106]$$

quando un sistema è in equilibrio, cioè quando una trasformazione è reversibile, possiamo dire:

$$\Delta H = T\Delta S \qquad [107]$$

Esempio

Data 1,0 mole di ghiaccio immerso in un bagno d'acqua a t = 0°C (T=273 K).

La variazione d'entalpia di fusione è $\Delta H = 6{,}0 \cdot 10^3$ J/mole. Determinare la variazione d'entropia del ghiaccio.

Il sistema acqua ghiaccio, a 0° Celsius, è in equilibrio termodinamico (l'acqua solidifica e il ghiaccio si scioglie in parti uguali) il processo, pertanto, è reversibile.

Vale per l'entropia l'equazione [107]

$$\Delta S = \frac{n\Delta H}{T} = \frac{1{,}0 \cdot 6{,}0 \cdot 10^3}{273} = 22\frac{J}{K}$$

la trasformazione è endotermica.
Se calcolassimo la variazione d'entropia dell'acqua che solidifica troveremmo lo stesso valore ma negativo. Se ne deduce che **per una trasformazione reversibile la variazione totale d'entropia è zero.** Dal calcolo sulla fusione del ghiaccio si vede che l'aumento di disordine molecolare che si ha nel passaggio dallo stato solido allo stato liquido è accompagnato da un aumento di entropia e viceversa un aumento dell'ordine, nel caso della solidificazione dell'acqua, si ha una diminuzione di entropia. **L'entropia quindi è il parametro che misura il disordine del sistema**.

Sperimentalmente si osserva che l'espansione di un gas ottenuta in modo quasistatico (reversibile) richiede una variazione di entalpia positiva, ΔH_{rev}, maggiore di quella, ΔH_{ir}, necessaria per la stessa trasformazione ma spontanea (irreversibile). Questo è spiegabile con il fatto che nella trasformazione spontanea si passa per una serie casuale di stati, quindi si ha un maggior disordine, mentre una

trasformazione quasistatica prevede il raggiungimento di stati d'equilibrio, quindi definiti in modo univoco, infinitamente prossimi.
In termini di entropia, per la [107] si ha:

$$\Delta H_{ir} < \Delta H_{rev} = T\Delta S$$

si avrà per una trasformazione irreversibile (spontanea):

$$\boxed{\Delta S > \frac{\Delta H_{ir}}{T}} \qquad [108]$$

mentre per trasformazioni quasistatiche (reversibili):

$$\boxed{\Delta S = \frac{\Delta H_{rev}}{T}} \qquad [109]$$

più in generale:

$$\boxed{\Delta S \geq \frac{\Delta H}{T}} \qquad [110]$$

Questa equazione permette di definire irreversibilità e reversibilità in termini di confronto tra variazione di entropia e variazioni di entalpia.

Se il sistema si può considerare termodinamicamente isolato allora $Q = \Delta H = 0$ quindi la [110] diventa:

$$\Delta S \geq 0$$

oppure

$$S_f > S_i \qquad [111]$$

Da qui si desume una nuova formulazione del secondo principio della termodinamica nei seguenti termini:

"Inteso l'universo come sistema isolato, l'energia totale è costante (1°principio) e l'entropia (il disordine) aumenta continuamente."

In definitiva l'entropia o meglio la sua variazione è un parametro energetico indicatore dell'aumento o della diminuzione del disordine del sistema. Ricordiamo che l'energia sotto forma disordinata poi è meno utilizzabile, a livello umano, di quella ordinata (che produce il lavoro meccanico). Di conseguenza dire che l'entropia dell'universo aumenta sempre significa dire che, se si fanno trasformazioni, una parte dell'energia termica utilizzata non si trasformerà in lavoro, perché deve essere utilizzata per aumentare il disordine dell'universo, e quindi il rendimento della trasformazione sarà minore di 1, cioè la stessa cosa vista all'inizio del capitolo con la prima maniera di enunciare il secondo principio della termodinamica.

b) Funzione di Gibbs – Energia libera.

Un importante uso pratico del concetto di entropia si ha in ~~alchimia~~ Chimica dove vengono calcolate le entropie standard degli elementi e dei principali composti per poter utilizzare in modo quantitativo la [110] al fine di valutare se una reazione può avvenire spontaneamente oppure no.
Viene definita la funzione di Gibbs (detta anche energia libera) nel modo:

$$\boxed{G = H - TS} \qquad [112]$$

la sua variazione, per trasformazioni contemporaneamente isobare e isoterme, diventa:

$$\boxed{\Delta G = \Delta H - T\Delta S} \qquad [113]$$

Se $\Delta G < 0$ significa che il termine entropico è positivo e maggiore del termine entalpico e di conseguenza che la trasformazione è irreversibile. Se $\Delta G = 0$ la trasformazione è reversibile.

Le entropie standard sono ampiamente tabulate e possono essere utilizzate anche nel seguente modo:

Si sa che il diamante ha un'entropia standard $S_d = 2{,}38$ J/K mentre la grafite ha una entropia standard $S_g = 5{,}74$ J/K. Sia il diamante sia la grafite sono delle forme cristalline del carbonio ora si è visto che la forma più ordinata tra le due è il diamante di conseguenza, in base al secondo principio della termodinamica deve evolvere spontaneamente verso una forma meno ordinata, cioè la grafite, infatti, in termini entropici si ha:

$$\Delta S = S_g - S_d = 5{,}74 - 2{,}38 = 3{,}36\, J/K$$

quindi un aumento d'entropia.

Nella realtà, in tempi lunghi, i diamanti si trasformano spontaneamente in grafite

BIBLIOGRAFIA

- Fisica per scienze ed ingegneria - A.C. Melissinos , F. Lobkowicz
- Calore e termodinamica – M.W. Zemansky
- La casa a basso consumo energetico – A. Pennisi
- Prontuario operativo per la certificazione energetica – G. Roche

Appunti scaricati da internet

- Calcolo del fabbisogno termico – N. Rosi, L. Piterà
- Impianti di riscaldamento: aspetti climatici ed energetici – C.Isetti
- Concetti di base: fisica delle pareti – manuale cened vers. 1.2
- Trasporto del calore – G. Elias, E. Ferrari
- Prestazioni termo fisiche dell'involucro edilizio – F.Sciurpi
- L'isolamento termico – Lafarge
- Linee guida certificazione energetica nazionale – ministero dello sviluppo economico
- Ponti termici – laterizio Pugliese
- Caratteristiche tecniche delle strutture – S.Sechi.